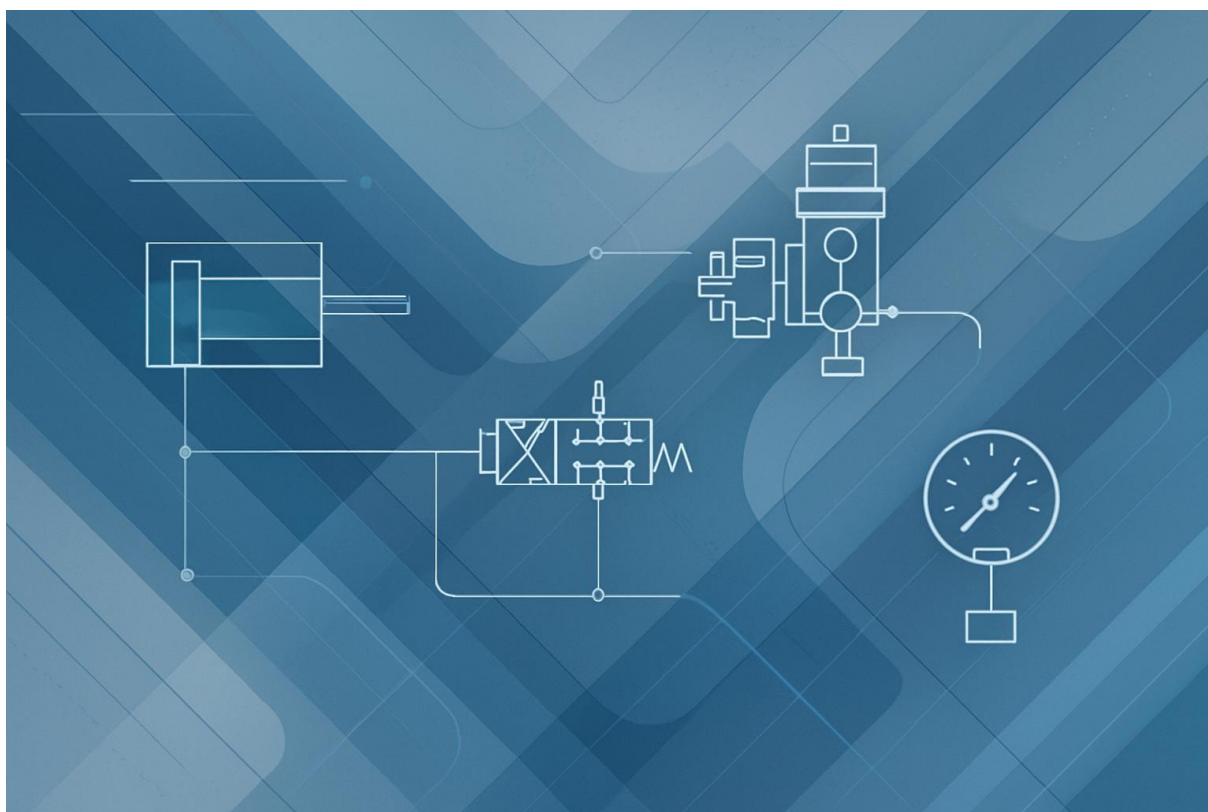


Борислав Георгиев

Адаптивни методи за управление на динамиката на електрохидравлични системи



Борислав Георгиев

**Адаптивни методи за управление на
динамиката на електрохидравлични системи**

Монография



УНИВЕРСИТЕТСКО ИЗДАТЕЛСТВО

“ВАСИЛ АПРИЛОВ”

ГАБРОВО, 2025

ВЪВЕДЕНИЕ

Електрохидравличните системи задвижват голямо разнообразие от машини и устройства в индустрията, мобилната техника и енергетиката, благодарение на своята висока енергийна плътност, бърза реакция и възможности за прецизен контрол. Тяхната динамика, обаче, е силно нелинейна, чувствителна към външни възмущения и влиянията на промяна в параметрите на средата, което прави задачата по управление изключително предизвикателна.

Съвременните изисквания към надеждността, ефективността и адаптивността на електрохидравличните системи са в основата на търсенето на иновативни подходи за управление. Особено място заемат адаптивните методи — група управленски стратегии, които непрекъснато променят своите параметри или структури спрямо състоянието на системата и външните условия. Адаптивното управление позволява компенсиране на нелинейности, неопределеност и неизбежното стареене на компонентите, като по този начин подобрява устойчивостта и цялостната динамика на системите.

Настоящата монография има за цел да представи задълбочен анализ на принципите, алгоритмите и приложните аспекти на адаптивните методи за управление на динамиката на електрохидравлични системи. Изследват се класическите и съвременни подходи, набляга се на проблемите при моделирането и идентификацията, а също и на възможностите за внедряване в реални приложения. Акцентира се върху практическата значимост на гъвкавите и интелигентни методи за управление, необходими за повишаване на производителността, сигурността и енергийната ефективност на съвременните електрохидравлични системи.

Този труд е предназначен за изследователи, инженери и студенти, работещи в областта на автоматизацията, мехатрониката и управлението на хидравлични и електромеханични системи, и има за цел да предостави както теоретични основи, така и практически напътствия за реализацията на адаптивни решения в индустриалната практика.

© Борислав Атанасов Георгиев – автор, 2025

© Университетско издателство “Васил Априлов”- Габрово,

2025 ISBN: 978-954-683-725-7

ГЛАВА 1:

ПРЕГЛЕД И РАЗВИТИЕ НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНИТЕ СИСТЕМИ

1.1. Значение на електрохидравличните системи в съвременната индустрия

Електрохидравличните системи представляват съвременен клас технически решения, при които електрическото управление се комбинира с хидравлично задвижване с цел реализиране на прецизен контрол върху движения и сили в различни индустриални приложения. Благодарение на високата мощност, компактност и способност за плавно регулиране на движението, тези системи се утвърждават като изключително важен компонент в автоматизирани производствени процеси. Те намират широко приложение в машиностроенето, роботиката, авиацията, строителната техника, енергетиката и други области, в които се изисква едновременно висока прецизност, надеждност и способност за бърза реакция при променящи се условия на натоварване.

В редица съвременни инженерни приложения, при които се изисква изключително точно позициониране, електрохидравличните системи играят незаменима роля. Сред тях се открояват CNC машини с висока товароносимост, позициониращи платформи за симулация на натоварвания, хексаподни системи с паралелна кинематика, индустриални роботи за тежки операции, изпитвателни стендове за аерокосмическа и автомобилна техника, както и специализирани прецизни актуатори, използвани в изследователски съоръжения. При всички тези приложения системите трябва не само да предават значителна мощност, но и да осигуряват стабилност на движение, висока повтораемост и точност с грешка в областта на няколко микрометра при позициониране.

С развитието на цифровите технологии и повишените изисквания към ефективността и адаптивността на системите за управление, все по-широко разпространение намират електрохидравличните системи с честотно управление. Те съчетават предимствата на класическите хидравлични задвижвания с възможностите за енергийна ефективност и интелигентно регулиране, осигурени от съвременните електрозадвижвания. Благодарение на това те се превръщат в предпочитан избор при реализацията на устойчиви и високотехнологични решения в индустрията.

Наред с множеството си предимства, електрохидравличните системи имат и определени недостатъци. Те се характеризират с ясно изразени нелинейности, загуби на енергия в резултат на хидравлични съпротивления, чувствителност към температурни промени, както и динамични колебания на компонентите. Освен това управлението им често е силно зависимо от конкретната структура на крайния обект, което изисква специфична настройка на алгоритмите спрямо всяко отделно приложение. Това затруднява моделирането на системите и изисква персонализирани решения, адаптирани към конкретните натоварвания и условия.

За преодоляване на тези предизвикателства все по-голямо значение придобиват съвременни подходи за динамична компенсация на грешки, повишаване на стабилността и подобряване на точността. Водещо място заемат адаптивните и интелигентни алгоритми за управление – включително рекурсивна идентификация, филтри на Калман, невронни мрежи и хибридни структури – които позволяват оценка на състоянието и корекция в реално време. Тези алгоритми се съчетават особено ефективно с електрохидравличните системи с честотно управление, тъй като позволяват едновременно адаптация към външни въздействия и прецизен контрол върху променливи режими на работа.

Както беше казано по-горе развитието на електрохидравличните системи е съпътствано от редица предизвикателства, произтичащи от тяхната сложна динамика, чувствителност към външни смущения и необходимост от висока прецизност при управление в условия на

променливо натоварване. Това обуславя нуждата от задълбочено изследване и прилагане на иновативни алгоритми, които надграждат класическите методи за управление. Именно тази потребност мотивира разработването на настоящата монография – като стъпка към въвеждането на по-ефективни средства за диагностика, оценка и адаптивно управление на електрохидравлични задвижващи системи, отчитащи сложните взаимодействия между механичните, хидравличните и електронните компоненти.

1.2. Анализ на параметрите и възможности за оптимизация на съвременни електрохидравлични системи

Енергийният и функционалният потенциал на електрохидравличните системи все по-често се разглежда през призмата на тяхната ефективност, устойчивост и способност за адаптиране към динамично променящи се условия. Настоящият раздел е посветен на задълбочен анализ на основните фактори, влияещи върху енергийните загуби и експлоатационната ефективност в хидравличните задвижвания, като акцентът е поставен върху електрохидравличните системи с променлива скорост. Изследвани са конструктивни и регулаторни аспекти, както и технологични решения за минимизиране на загубите и повишаване на адаптивността при управление. Представеният сравнителен анализ с традиционните хидравлични системи допринася за систематизирано разбиране на предимствата, недостатъците и практическите перспективи на съвременните електрохидравлични решения.

Когато става дума за ефективност на хидравлични системи, трябва да се имат предвид няколко фактора като например изискванията на машините и хидравличната мощност на двигателите и помпите. Най-общо казано, хидравликата не е изключително ефективна технология, тъй като в процеса на преобразуване на мощността се губи значително количество енергия. Въпреки това, все пак е възможно хидравличната ефективност да бъде дефинирана, тъй като тя е резултат от напредъка, постигнат в проучването на различни материали и конструкции, позволяващи производството на нови системи с все по-добри енергоефективни характеристики.

Има няколко различни категории на ефективност, които трябва да се вземат предвид при разглеждането на хидравлични помпи и двигатели – обемна ефективност, хидравлична ефективност, механична ефективност и обща ефективност.

Обемната ефективност се определя като действителният дебит, произведен от помпа при определено налягане, бъде разделен на теоретичния. Теоретичният дебит се използва за определяне на състоянието на дадена хидравлична помпа по отношение на вътрешни утечки, дължащи се или на конструкцията, или на износване и/или повреда. Въпреки че механичната и хидравличната ефективност понякога се групират в една категория (хидромеханична ефективност), механичното триене включва загуби на енергия, които възникват при механичните уплътнения, носещата рамка и салника, докато хидравличната ефективност отчита фактори като триенето на флуида и други загуби, които възникват. Загубите на налягане и загубите от триене сред тези различни компоненти могат да повлияят негативно на хидромеханичната или механичната/хидравличната ефективност на системата.

Общата ефективност на двигателя или помпата е производението, а не средната стойност, на обемната, хидравличната и механичната ѝ ефективност. Най-просто казано, общата ефективност определя колко добре машината може да си свърши работата по преобразуване на енергия от една форма в друга.

Този процес на преобразуване е практически невъзможен за изпълнение, без да възникнат никакви загуби на енергия (или топлина) в хода му. Например хидравличните машини преобразуват електрическата енергия в механична. След това механичната енергия трябва да се преобразува в хидравлична, която накрая се преобразува обратно в механична. Всяка стъпка от този процес води до частични загуби, които се измерват и изчисляват като процент от гледна точка на ефективността на системата. С други думи, може да се произведе определено количество използвана хидравлична енергия, но в процеса частица, пропорционална на ефективността на машината, ще бъде загубена като чиста топлина.

Загубите със сигурност са по-високи при по-старите машини, които са съставени от по-стари компоненти, което означава, че с времето ефективността на помпите и двигателите намалява. За хидравличните системи обаче са характерни значителни течове, дължащи се на обилното смазване на многото компоненти, използвани в конструкцията на машината. Освен това течовете са по-лоши при някои двигатели, ако те работят извън оптималната си крива на въртящ момент и скорост.

Като се вземат предвид големите хлабини и по-голямото количество подвижни части, свързани с хидравличните агрегати, вече може да се определи загуба на топлинна енергия, свързана с налягането и дебита на течовете. Хидравличната ефективност се понижава още, като към топлинните загуби се добави екстензивното триене на флуида в помпите, клапаните и тръбопроводите, което кара хидравличните системи да губят мощност.

Хидравликата има естествени предимства пред електромоторите и помпите поради теглото и възможностите. Второ, ако ефективността на системата се разглежда като непрекъснато развиваща се цел, а не като установено състояние, може да се съобрази как управляемите променливи, включително правилното проектиране на системата, подходящото оразмеряване на компонентите и съвременната технология, могат да увеличат енергийната ефективност на хидравличните машини.

Хидравличните задвижвания имат предимство по размер и тегло спрямо електродвигателите, което допринася за пестенето на енергия. Двигателят на хидравличната помпа може да се оразмери спрямо средното натоварване, което системата е предназначена да понесе, вместо спрямо върховия товар на системата, както е необходимо при електромеханичните системи. По принцип хидравличните агрегати се захранват от значително по-малки двигатели с по-ниско тегло от това на двигателите, използвани при електромеханичните модели. Освен това с правилните клапани хидравличните агрегати също имат способността да променят въртящия момент и скоростта и да обръщат посоката, което позволява по-широк спектър от приложения и съответно по-висока мотивация за използване. За сравнение, електродвигателите ще се нуждаят от невероятно сложни електронни устройства за управление, за да притежават същите характеристики. Напредъкът в технологиите както по отношение на научноизследователската дейност, така и на това какви материали се използват ще бъде насочен към подпомагане на функционирането на хидравличните агрегати по по-енергийно ефективен начин. Тъй като на хидравличните агрегати се разчита при безброй търговски и индустриални операции в редица промишлени сектори, непрекъснато се полагат усилия да се направят конструкциите и технологиите на компонентите по-усъвършенствани, с подобрени експлоатационни характеристики и по-ниска цена.

През последните години са въведени нови функции на хидравличните помпи, отнасящи се до някои от критичните проблеми с управлението, които влошават ефективността на хидромеханичните системи. Една такава функция е компенсацията на налягането, която позволява настройката на дадена помпа на определено налягане в режим на готовност. Това

означава, че помпата може да намали отместването си, за да съответства на пада на налягането или потока надолу по веригата, и автоматично ще генерира нужния дебит при определено налягане. Ако е необходимо да се приложи по-ниско налягане за определена операция, може да се използва помпа със сензор за натоварване. Благодарение на допълнителен компенсатор, поставен след дозиращия вентил, помпата може да измери налягането на товара и да го сравни с компенсаторното налягане, като така осигури дебита и налягането, необходими на задвижването и веригата. Това ефективно управление на налягането и дебита води до сравнително нисък процент загуби.

При модерните хидравлични системи производителите въвеждат и други по-енергийно ефективни компоненти, включително клапани, филтри, уплътнения и флуиди, които помагат да се елиминират отрицателните въздействия от триенето.

Следващата стъпка за постигане на енергийна ефективност изисква усъвършенстване на метода за електрохидравлично управление на движението, така че множеството задвижващи механизми да работят заедно плавно и координирано, за да повишат скоростта и производителността на хидравличната машина. Усъвършенстването на технологията за управление, включително компоненти като регулатори на налягането, контролери на осите, преобразуватели и честотни регулатори, оптимизират динамичните характеристики и влияят на общата ефективност. Честотните регулатори, на които разчитат повечето съвременни управления на хидравлични помпи с променлива скорост, могат точно да контролират скоростта на помпата и ще стартират само ако или когато веригата изисква дебит.

Традиционната хидравлика работи непрекъснато с постоянна скорост, за да генерира необходимата мощност за функционирането на дадена машина. В тези вериги електрическият мотор обикновено работи със своята номинална скорост, например 1800 об./мин., и задвижва помпа с фиксирана скорост. Помпата, от своя страна, се върти непрекъснато и генерира поток, без да се отчита действителната мощност, необходима на машината във всеки даден момент. Различният хидравличен поток, който изисква една машина, се регулира чрез вътрешни механизми за настройка в помпата или чрез отклоняване на излишния поток обратно към резервоара. През годините иновациите подобриха ефективността на помпените вериги с фиксирана скорост, но прилагането на техники с променлива скорост повишава потенциалните икономии на енергия до ново ниво. Такива системи използват честотни регулатори, за да въртят помпите с най-ефективната им скорост – често по-малка от 200 об./мин., като осигуряват само хидравличната мощност, която процесът изисква във всеки един момент. В зависимост от приложението това може да доведе до икономия на енергия между 30 и 80% в сравнение с работа с фиксирана скорост, без да се жертва производителност или да се ограничи работното налягане.

Работата на помпата и двигателя с по-малка от пълна скорост също така означава, че те генерират по-малко шум. Това елиминира потенциалните опасности за работниците и необходимостта от защитни мерки за персонала. Като следствие от това разходите и времето за внедряване на вторичните мерки за ограничаване на шума или заглушаването му съответно намаляват. Това допринася за потенциалната възвръщаемост на разходите за честотни регулатори, помагайки за изплащане на инвестицията в сравнително кратък период. В много случаи е възможно да се елиминират топлообменниците или вентилаторите за охлаждане на захранващия блок. Това, от своя страна, позволява по-компактен дизайн, който може да намали сложността на системата и съответните разходи. Пускането в експлоатация става по-лесно и бързо, а отстраняването на проблеми и поддръжката са опростени. Не на последно място, задвижванията на помпата с променлива скорост могат да бъдат интегрирани в съществуващо оборудване без големи изменения, като по този начин позволяват да се повиши

енергийната ефективност в машините, които вече са инсталирани в производственото предприятие.

Задвижванията с регулируеми помпи не са оправдани за всяка хидравлична система. Интелигентните сервозадвижвания засичат енергийните нужди и регулират скоростта, а следователно и консумацията на енергия от електродвигателите. Колкото повече време прекарва една машина в условия на частично натоварване, толкова по-големи са потенциалните икономии на енергия. Приложения, при които задвижването с регулируеми помпи предлага значителни икономии на енергия, включват: металоурежещи машини, машини за обработка на пластмаси, леене под налягане, преси, дървообработване и производство на хартия.

Задвижванията на помпите с променлива скорост в машини за обработка на пластмаси намаляват загубите при задържане на налягане по време на паузи и работа под частично натоварване. Високоэффективните агрегати ускоряват два пъти по-бързо от конвенционалните помпи с променлива скорост, скъсявайки времето на производствения цикъл за по-висока производителност. Цифровото управление на скоростта гарантира висока повторемост, а настройките компенсират загубите от течове, свързани с налягането. С усъвършенстван контрол на налягането в затворен контур са възможни бързи промени в стойността му, като в същото време се свеждат до минимум спадовете или пиковете. Чрез софтуер дори може да се предотврати кавитация при промяна от високо към ниско налягане.

При автоматизиран процес на пресоване управленията с променлива скорост ефективно генерират необходимия поток. В допълнение, задвижванията подобряват ефективността, като премахват загубите от дроселиране в контролните участъци. Необходимият поток на масло прецизно се измерва, а електродвигателят се изключва, когато пресата не се нуждае от поток или налягане. При подобряването на съществуващи преси съществено се подобрява капацитетът на машината, като същевременно значително намаляват разходите за енергия и отделяният се шум.

Във всички тези приложения задвижванията на помпите с променлива скорост поддържат надеждността и мощностната плътност на хидравликата и ги комбинират с гъвкавостта на електрическите задвижвания. Разширените опции за диагностика на тези устройства със затворен цикъл също отварят допълнителни опции за предотвратяване на скъпи повреди на машината, благодарение на мониторинга на състоянието.

Предлагат се симулационни програми, които оценяват хидравличните вериги на машината и определят възможните спестявания, преди да се инвестира в хардуер. И тъй като съществуващите хидравлични вериги често остават непроменени, подмяната може да се направи без много усилия.

С цел обобщаване на разгледаните в настоящия раздел технически и функционални предимства на модерните задвижвания, в таблица 1.1 е представен синтезиран сравнителен анализ между традиционните хидравлични системи и електрохидравличните системи с честотно управление. Сравнението акцентира върху основните показатели, свързани с енергийната ефективност, управляемостта, експлоатационните разходи и инвестиционната възвръщаемост, което позволява ясно открояване на ползите от внедряването на системи с променлива честота.

Таблица 1.1 Сравнителен анализ между традиционни хидравлични системи и електрохидравлични системи с регулируемо задвижване

Показател	Традиционна хидравлична система	Електрохидравлични системи с регулируемо задвижване
Енергийна ефективност	40–60%	До 80% и повече
Шумови емисии	Високи	Значително по-ниски
Управление на поток и налягане	Индиректно – чрез дроселиране	Прецизно – чрез електронно регулиране
Разход на енергия при празен ход	Висок	Минимален или нулев
Необходимост от охлаждане	Често изисква допълнително охлаждане	В много случаи не се налага
Първоначална инвестиция	По-ниска	По-висока
Възвръщаемост на инвестицията	По-бавна	Ускорена – чрез икономия на енергия и ресурси

Анализирайки данните в таблица 1.1., следва да се подчертае, че ясно се откроява съществено предимство на електрохидравличните системи с регулируемо задвижване спрямо традиционните хидравлични решения. Повишената енергийна ефективност, значително намалените шумови емисии и по-прецизното управление на поток и налягане ги правят особено подходящи за приложения с високи изисквания към производителност и устойчивост. Макар първоначалната инвестиция да е по-висока, ускорената възвръщаемост чрез оптимизиран енергиен разход и намалена необходимост от охлаждане компенсира този недостатък в дългосрочен план. Представеният сравнителен анализ потвърждава, че системите с променлива скорост не само предлагат по-добри технически характеристики, но и се вписват по-добре в съвременните тенденции за ресурсна ефективност и интелигентно управление на индустриални процеси.

1.3. Индустриални и технически приложения на електрохидравлични задвижващи системи

Електрохидравличните задвижващи системи намират широко приложение в съвременната индустрия, благодарение на своята способност да обединяват висока мощност, прецизност на управление и адаптивност към динамично променящи се условия. Те се използват в разнообразни области – от металообработващи машини и трикоординатни измервателни устройства до промишлени роботи, транспортни системи и медицинско оборудване. Универсалността им се дължи на възможността за гъвкаво конфигуриране според специфичните изисквания на приложенията, както и на съчетанието между хидравлична сила и електронно управление, което осигурява висока надеждност, енергийна ефективност и възможности за автоматизация. В следващите подраздели са представени основните области на приложение, в които електрохидравличните системи намират широко и ефективно използване в технически и индустриални сектори.

1.3.1 Металообработващи машини

Електрохидравличните системи намират широко приложение в различни видове металообработващи машини – стругове, фрези, шлайфове, пробивни и шлифовъчни центри. В тези приложения основната цел е да се осигури висока точност и повторяемост на обработката, като същевременно се постигне ефективен контрол върху скоростта и силите при контакт между инструмента и обработвания детайл.

Най-важните характеристики на тези машини, които определят изискванията към системите за управление, включват:

- необходимостта от прецизно позициониране на инструмента;
- стабилност на скоростта на рязане при различни режими на натоварване;
- ограничаване на вибрациите и механичните отклонения;
- постигане на високо качество на повърхнините по отношение на форма, грапавост и взаимно разположение.

Тези функционални изисквания предполагат използване на задвижвания, способни да реагират бързо на промените в натоварването, да регулират плавно работните параметри и да гарантират стабилност на процеса. Именно тук електрохидравличните системи показват своето предимство.

Благодарение на комбинацията от електронно управление и хидравлична мощност, електрохидравличните системи осигуряват:

- висока прецизност на движение;
- надеждност при продължителна експлоатация;
- възможност за управление на сложни многокоординатни движения.

Заедно с това, прилагането на честотно регулиране в електрозадвижванията, управляващи хидравличните изпълнителни механизми, позволява още по-прецизно и енергийно ефективно управление на машините.

Сред най-важните предимства на честотното управление в металообработващите машини са:

- Намаляване на грешките в обработката – чрез точно регулиране на скоростта на рязане се минимизират нежеланите вибрации и се осигурява стабилност при работа;
- Ограничаване на отклоненията от формата на повърхнините – благодарение на прецизното управление на движенията се предотвратяват дефекти като отклонения от кръглост, цилиндричност, праволинейност, равнинност и други отклонения от формата на повърхнините и осите;
- Подобро взаимно разположение на повърхности и оси – позволява се точно позициониране и ориентиране на детайла;
- Контрол върху грапавостта на повърхнините – оптимизацията на подаването и скоростта на рязане води до високо качество на повърхността.

Освен функционалните и технологичните предимства, електрохидравличните системи предлагат и допълнителни ползи, свързани с енергийната ефективност на процеса и възможностите за бъдещо развитие чрез внедряване на адаптивни методи за управление.

Енергийна ефективност и експлоатационна устойчивост.

Допълнителен ефект от честотното управление е оптимизацията на енергийната консумация според моментното натоварване. Това не само намалява разходите за енергия, но и води до по-малко износване на инструментите и механичните компоненти, като по този начин удължава експлоатационния живот на оборудването.

Перспективи за развитие.

Внедряването на адаптивни методи за управление, като например филтъра на Калман, позволява динамично адаптиране на параметрите на управление в реално време, което води до повишаване на точността при наличие на външни смущения или изменящи се режими на натоварване. Това създава условия за внедряване на интелигентни системи за управление, които не просто реагират, а предвиждат и компенсират възможни отклонения.

За по-голяма яснота на разгледаните предимства, в таблица 1.2 е представено сравнително обобщение между класическите електрохидравлични системи и тези с честотно управление, прилагани в металообработващите машини.

Таблица 1.2 Сравнение между класически и честотно управлявани ЕХС в металообработващи машини

Показател	Класическо ЕХ управление	С честотно управление
Точност на позициониране	Средна	Висока
Регулиране на скоростта	Ограничено	Прецизно
Податливост на вибрации	По-висока	Намалена
Износване на инструменти	По-бързо	Забавено
Енергийна ефективност	Стандартна	Повишена
Адаптивност към променливо натоварване	Ниска	Висока
Възможност за интеграция на интелигентни алгоритъм	Ограничена	Подходяща

1.3.2 Трикоординатни измервателни машини (СММs)

Трикоординатните измервателни машини (СММs) са едни от най-важните средства за осигуряване на качеството в съвременното машиностроене. Те се използват за прецизно измерване на геометрични характеристики на детайли – размери, форми, разположения и взаимни отклонения. Основното им предназначение е да осигурят висока точност на измерванията, съпоставимост и проследимост, което е от съществено значение в производствени среди с високи изисквания.

Най-важните характеристики на тези измервателни системи, които определят изискванията към задвижването и управлението, включват:

- равномерно и плавно движение по всички координатни оси;
- висока позиционна точност и повтораемост;
- минимални вибрации в конструкцията и отделните възли, както и други динамични измествания и отклонения;
- стабилност при измерване на сложни повърхности и отклонения.

За да бъдат постигнати тези характеристики, системите за задвижване и управление на СММs трябва да бъдат изключително прецизни, адаптивни и стабилни, особено при измерване на големи или гъвкави или лесно деформируеми детайли.

Електрохидравличните системи осигуряват необходимата механична стабилност и плавно движение дори при наличие на значителна маса и инерция на подвижните части. Те позволяват управление на скоростта и ускорението с висока прецизност, което е от решаващо значение при сканиране на повърхности с малки геометрични отклонения.

Приложението на честотно управление в системите на СММs води до съществени предимства:

- Прецизно движение и позициониране на измервателната глава – особено важно при измерване на малки детайли или отклонения от формата;

- Намаляване на вибрациите и резонансните честоти, които могат да повлияят на точността;
- Оптимизация на времето за измерване – чрез динамична промяна на скоростта според формата и ориентацията на детайла.

Енергийна ефективност и експлоатационна устойчивост

Чрез честотно управление се регулира мощността спрямо масата на детайла и дължината на движение, което води до по-ниско потребление на енергия и ограничено механично натоварване върху системата. Това удължава ресурса на направляващите, лагерите и измервателната глава.

Перспективи за развитие

Внедряването на адаптивни методи за управление, включително чрез съвременни алгоритми за оптимално филтриране, позволява предсказване на отклонения от идеалната траектория, филтриране на измервателния шум и подобряване на точността при измерване в динамични условия (напр. при сканиране на повърхности без спиране на движението).

За по-обективна оценка на влиянието на честотното управление върху работата на СММ системите, по-долу е представен обзорен сравнителен анализ на основните експлоатационни и метрологични показатели.

Таблица 1.3 Основни разлики между традиционно и честотно управлявани ЕХ задвижвания в СММ приложения

Показател	Класическо ЕХ управление	С честотно управление
Точност на позициониране	Висока	Много висока
Плавност на движение	Добра	Отлична
Податливост на вибрации	Средна	Много ниска
Адаптиране към формата на различни детайли	Ограничено	Гъвкаво
Енергийна ефективност	Стандартна	Повишена
Влияние върху износването на водачи и измервателни глави	Умерено	Намалено
Възможност за интеграция на адаптивни алгоритми	Ограничена	Подходяща

1.3.3 Транспортни и конвейерни системи

Електрохидравличните системи намират широко приложение в различни видове транспортни и конвейерни системи, използвани в производствени линии, логистични центрове, автоматизирани складове и добивна промишленост. Основната цел при тези приложения е осигуряване на непрекъснат, координиран и енергийно ефективен транспорт на материали и хора, като се запазват висока надеждност и синхронизираност на системите в динамични условия на натоварване.

Най-важните характеристики на транспортните и конвейерните системи, които обуславят изискванията към задвижващите механизми, включват:

- плавен старт и спиране, без ударни натоварвания;
- възможност за регулиране на скоростта според вида и масата на товара;
- синхронизация между отделни модули;
- работа при различни режими на натоварване и околна среда.

В подобни системи се изисква висока механична устойчивост, бързодействие и възможност за работа при променливи условия, включително старт-стоп режими, натрупване на товари и реакция при задръствания или аварии. Именно електрохидравличните системи с честотно управление отговарят на тези изисквания с гъвкавост и висока ефективност.

Системите с честотно регулиране осигуряват следните предимства:

- Плавен контрол на ускорението и спирането, което предпазва товара, механизмите и най-вече хората от резки натоварвания;
- Регулиране на скоростта според текущото натоварване, без загуба на точност;
- Съгласувано управление на няколко линии или сегменти, което позволява адаптация към производствения поток.

Заедно с функционалните предимства, прилагането на електрохидравлични системи с честотно управление в транспортните решения допринася и за повишаване на енергийната ефективност, дълготрайността на компонентите и открива перспективи за интелигентно управление и оптимизация.

Енергийна ефективност и надеждност.

Благодарение на честотното управление се избягват ненужни пикови натоварвания и се оптимизира мощността според реалните изисквания. Това води до по-ниски разходи за електроенергия и до намалено износване на компоненти като вериги, ремъци, хидравлични цилиндри и помпи.

Възможности за развитие.

Използването на съвременни адаптивни методи за управление позволява системата да отчита масата на товара, състоянието на околната среда или износването на компонентите и съответно да коригира параметрите на управление в реално време. Това повишава устойчивостта на процеса и позволява интелигентна поддръжка, базирана на предвиждащи алгоритми.

За да се онагледят ключовите предимства на честотното управление при транспортни системи, в таблица 1.4 е направено тематично сравнение спрямо класически решения.

Таблица 1.4 Съпоставка на характеристики при управление на транспортни системи с и без честотно регулиране

Показател	Класическо ЕХ управление	С честотно управление
Контрол на ускорение и спиране	Ограничен	Плавен и адаптивен
Регулиране на скоростта	Чрез механични средства	Прецизно чрез инвертор
Енергийна ефективност	Средна	Висока
Влияние върху износване на механични елементи	По-силно	Намалено
Адаптация към различни натоварвания	Ограничена	Висока
Възможност за синхронизирано управление на модули	Слаба	Отлична
Интеграция на интелигентни алгоритми за оптимизация	Трудна	Подходяща

1.3.4 Промислени работи

Промислените работи са основен компонент на съвременната автоматизирана индустрия и играят важна роля в повишаването на производителността, качеството и гъвкавостта на производствените процеси. Те намират приложение в широк спектър от операции – монтаж, заваряване, механична обработка, манипулация на детайли, поддръждане върху транспортни носители, инспекция и други задачи, изискващи повторяемост и висока скорост.

С разширяването на индустриалната автоматизация, особено в контекста на Индустрия 4.0, промислените работи все по-често се интегрират в комплексни кибер-физични системи, работещи в тясна координация с други машини и цифрови контролни структури. Те трябва да изпълняват не само предварително програмирани действия, но и да се адаптират към променящи се условия в реално време.

Общото между всички роботизирани приложения е необходимостта от високопрецизно, многокоординатно управление на движението, при което се съчетават точност, скорост и динамична стабилност. Допълнително усложнение представляват честите промени в натоварването, геометрията на обекта или обстановката, което поставя високи изисквания към задвижващите и управляващите системи.

Най-съществените характеристики на промислените работи, които определят изискванията към системите за задвижване и управление в контекста на настоящата монография, включват:

- многокоординатно и синхронизирано движение на звена с различна кинематична структура;
- плавни преходи между различни фази на движение;
- способност за работа с различни по маса и форма обекти;
- бърза реакция при смущения или промени в задачата.

Електрохидравличните системи осигуряват необходимата механична мощност за прецизно и динамично управление на движенията, особено при работи с високо натоварване или дълги кинематични вериги. Те се отличават с висока мощност на задвижване, стабилност на движенията и устойчивост при многократни повторяеми действия.

Прилагането на честотно управление в тези системи води до допълнителни предимства:

- Прецизно регулиране на скоростта и ускорението на всяко звено, с възможност за плавни преходи;
- Подобро съгласуване между отделните задвижвания, особено при комплексни задачи;
- Оптимизация на работния цикъл и намаляване на празните ходове, което увеличава производителността.

Освен постигането на висока точност и производителност, електрохидравличните системи с честотно управление допринасят за повишаване на енергийната ефективност, дълготрайността на компонентите и отварят възможности за интелигентно и адаптивно развитие на роботизираните приложения.

Енергийна ефективност и надеждност

В промишлената роботика ефективността е съществено важна не само за производителността, но и за удължаване на ресурса на механичните компоненти. Честотното управление позволява адаптиране на мощността според текущото движение и натоварване, което намалява износването на хидравличните възли и подобрява термичната стабилност на системата.

Възможности за развитие

С използването на съвременни адаптивни алгоритми за управление роботите придобиват възможност за самонастройване спрямо различни обекти, работни среди и задачи. Това отваря път към внедряване на интелигентни роботизирани системи, които не само изпълняват предварително зададени траектории, но и реагират на средата и оптимизират поведението си в реално време.

За да се подчертаят разликите между класическите и съвременните подходи при управление на роботизирани задвижвания, в таблица 1.5 са обобщени основните експлоатационни и функционални предимства на системите с честотно управление.

Таблица 1.5 Сравнение между класически и честотно управлявани ЕХ системи в промишлената роботика

Показател	Класическо ЕХ управление	С честотно управление
Прецизност на траекторията	Средна	Висока
Регулиране на скорост и ускорение	Ограничено	Гъвкаво и плавно
Координация между звена и оси	Чрез сложни схеми	Чрез синхронизирано управление
Енергийна ефективност	Стандартна	Повишена
Износване на задвижвания и компоненти	По-бързо	Намалено
Реакция при смущения и променливи условия	Ограничена	Адаптивна
Интеграция с интелигентни алгоритми	Сложна	Подходяща

1.3.5 Помпени и вентилаторни системи

Помпените и вентилаторните системи заемат съществено място в енергетиката, преработвателната промишленост, химическите технологии, металургията, хранително-вкусовата индустрия, сградните инсталации и много други сектори. Тяхната основна функция е осигуряването на непрекъснат пренос на течности или газове под налягане, което ги прави изключително важен компонент в поддържането на стабилни технологични режими. В голяма част от тези приложения те работят непрекъснато или в продължителни цикли, често при частични натоварвания или изменящи се условия на хидравличното съпротивление на системата.

В този контекст възниква необходимост не просто от механично движение, а от прецизно управление на параметри като дебит, налягане, скорост на въртене и плавност на преходите. Освен това, в съвременните производствени условия се поставят все по-високи изисквания за енергийна ефективност, намаляване на оперативните разходи, както и възможности за дистанционно управление и диагностика. Така електрохидравличните системи представляват ефективна платформа за управление на подобни процеси, като при добавяне на честотно регулиране се постига значително подобрене на прецизността и енергийната ефективност, което е показано в сравнителния анализ в таблица 1.5.

Ключовите характеристики на такива системи, които определят нуждите от прецизно управление, включват:

- възможност за плавно регулиране на дебита и налягането;
- стабилна работа при частично натоварване или циклични режими;
- ограничаване на пусковите токове и механичните натоварвания при стартиране;
- оптимизация на енергопотреблението при различни работни точки.

Както бе казано по-горе електрохидравличните системи с честотно управление осигуряват значително по-добър контрол върху динамиката на помпите и вентилаторите в сравнение с класическите механични или директни електрозадвижвания. Това позволява поддържане на зададени параметри с минимално отклонение, дори при внезапни промени в натоварването или в системната съпротива.

Сред конкретните предимства на честотното управление са:

- Намаляване на разхода на електроенергия чрез адаптация на скоростта към моментната необходимост;
- Избягване на хидравлични удари и колебания, характерни за рязко включване и изключване;
- Удължаване на експлоатационния живот на арматурата и тръбопроводите, благодарение на по-меките преходи;
- Повишаване на стабилността на цялата система, особено при работа в непрекъснати режими.

Заедно с подобрената управляемост и функционална гъвкавост, системите с честотно управление предлагат съществени предимства и по отношение на енергийната ефективност, надеждността на оборудването и възможностите за бъдещо интелигентно развитие на системата, което се изразява в следното:

Енергийна ефективност и надеждност

В помпено-вентилаторните системи именно енергийната ефективност е критичен показател, тъй като често те работят продължително време с променливо натоварване. Честотното управление дава възможност за прецизна настройка на мощността спрямо реалната необходимост, като значително се намалява специфичният разход на енергия и се ограничава амортизацията на механичните компоненти.

Възможности за развитие

Интегрирането на адаптивни и предвиждащи алгоритми за управление разширява функциите на тези системи отвъд простото регулиране на обороти. Те могат да включват

диагностика на състоянието, прогнозиране на повреди, автоматична оптимизация на режимите на работа и дистанционно управление чрез индустриални комуникационни протоколи.

Както вече беше анонсирано по-горе в таблица 1.6 е представена обобщена съпоставка между класическото и честотното управление на помпено-вентилаторни системи с оглед на техните експлоатационни и енергийни характеристики.

Таблица 1.6 Сравнителна характеристика на класическо и честотно управление при помпени и вентилаторни системи

Показател	Класическо ЕХ управление	С честотно управление
Регулиране на дебит и налягане	Стъпаловидно	Плавно и прецизно
Пускови токове и механични натоварвания	Високи	Намалени
Енергийна ефективност при частично натоварване	Ниска	Висока
Стабилност на работата при динамични режими	Ограничена	Подобрена
Влияние върху трайността на оборудването	По-силно	Намалено
Възможност за адаптивно управление	Ограничена	Висока
Интеграция с интелигентни системи и дистанционно управление	Слаба	Подходяща

1.3.6 Мобилна техника

Мобилната техника включва широк клас машини и съоръжения, които се използват в разнообразни сфери на индустрията и инфраструктурата – от строителни и пътностроителни машини до селскостопански трактори, горскостопанска техника, товарни платформи и машини със специализирано предназначение. Общата им особеност е, че работят в динамично променяща се среда, често извън контролираните условия на стационарните производствени инсталации, което налага високи изисквания към тяхната автономност, надеждност и адаптивност.

Тези машини изпълняват сложни работни цикли, състоящи се от ускорения, спирания, повдигания, позициониране и манипулации с товари, при които задвижващите системи трябва да реагират бързо, плавно и прецизно, без компромис в сигурността и стабилността. Натоварванията често са неравномерни, посоките на движение се сменят рязко, а условията на работа – терен, климат и вибрации – са силно променливи.

В този контекст електрохидравличните системи предлагат необходимата комбинация от висока мощност, компактност и контролируемост, като позволяват плавно и надеждно управление на движенията при различни режими. При интегриране с честотно регулиране, техният потенциал за енергийна ефективност, точност и защита на компонентите се увеличава значително, което ги превръща в предпочитано решение в модерната мобилна техника.

Условията на работа при мобилната техника налагат специални изисквания към системите за управление и задвижване, които включват:

- бърза и прецизна реакция на управляващи команди;
- плавни преходи между различни режими на движение;
- висока устойчивост при внезапни промени в натоварването или посоката;
- възможност за работа при неравен терен, вибрации и температурни колебания;
- ограничено пространство и необходимост от компактност на компонентите.

Съчетаването на висока специфична мощност, компактност и възможност за плавно управление прави електрохидравличните системи особено подходящи за мобилната техника. Те осигуряват стабилна и прецизна работа дори при рязко променящи се натоварвания и условия на движение, като позволяват ефективен контрол върху линейни и въртеливи движения, което се изразява чрез следните възможности:

- високо съотношение между мощност и размер;
- гъвкавост при изграждане на модулни и комбинирани схеми;
- стабилно поведение дори при натоварване с големи инерционни маси;
- възможност за прецизен контрол върху линейни и въртеливи движения.

Интегрирането на честотно управление в електрохидравличните модули допълнително разширява функционалните възможности на системата. Това позволява не само по-прецизно дозиране на енергията и усилието при различни режими на работа, но и постигане на плавни преходи между движенията, ограничаване на върховите натоварвания и подобрена адаптация към реалните условия на терена и товара. Сред основните предимства на тази комбинация се открояват:

- адаптация на работната скорост към конкретната операция или терен;
- намаляване на пиковите натоварвания върху хидравличните компоненти;
- по-добра защита на задвижващите механизми от износване и прегряване;
- възможност за плавно стартиране и спиране на тежки конструкции.

Енергийна ефективност и надеждност

Благодарение на честотното управление, мобилната техника може да се използва с оптимален енергиен режим, дори при чести промени в работното състояние. Намаляването на излишната мощност и ограничаването на загубите в хидравличния контур увеличават общата ефективност на системата, а също така удължават експлоатационния срок на компонентите.

Възможности за развитие

Съвременната мобилна техника все по-често включва интелигентни функции като самодиагностика, дистанционно управление и адаптивно поведение при различни условия на натоварване. Електрохидравличните системи с честотно управление, допълнени с алгоритми за прогнозиране и корекция, позволяват внедряване на концепции от Индустрия 4.0 и повишаване на автономността на машините.

За онагледяване на разгледаните по-горе предимства в таблица 1.7 е представена съпоставка между класическото и честотното управление при електрохидравлични системи в мобилната техника.

Таблица 1.7 Сравнение между класически и честотно управлявани ЕХС в мобилната техника

Показател	Класическо ЕХ управление	С честотно управление
Реакция на управляващи команди	Забавен	Бърз и точен
Поведение при стартиране и спиране	Рязко	Плавно
Устойчивост при променливи натоварвания	Ограничена	Висока
Енергийна ефективност	Стандартна	Повишена
Износване на компоненти при неравномерен терен	По-значително	Намалено
Възможност за интелигентно и дистанционно управление	Ограничена	Подходяща

1.3.7 Автомобилна индустрия

Автомобилната индустрия е една от най-технологично интензивните и глобално конкурентни производствени сфери. Тя непрекъснато въвежда иновативни технологични решения, базирани на автоматизация, цифровизация, проследимост и интелигентен контрол. Производственият процес включва сложни и високо синхронизирани етапи – формоване на детайли, заваряване, монтаж, покрития, функционално изпитване и логистика – като всички те изискват прецизен контрол на движението, надеждност и висока повтораемост.

С оглед на големия обем, ритмичност и многообразие на операциите, тази индустрия е силно зависима от ефективни системи за задвижване и управление. Електрохидравличните системи се използват не само за изпълнение на отделни механични движения, а като съществени елементи от интегрираните автоматизирани платформи, които гарантират точност, стабилност и възможност за бърза пренастройка.

Освен това, необходимостта от често преминаване към нови модели и конфигурации, скъсените жизнени цикли на продуктите и високите изисквания за енергийна ефективност и безопасност правят тази индустрия особено чувствителна към качеството и възможностите на прилаганите задвижващи решения.

В този контекст електрохидравличните системи, особено при съчетаване с честотно управление, се утвърждават като незаменим инструмент за осигуряване на надежден, адаптивен и енергийно оптимизиран производствен процес.

Най-важните характеристики на процесите в автомобилната индустрия, които обуславят изискванията към задвижващите системи, включват:

- висока скорост и точност на позициониране;
- координирано движение на множество оси и модули;
- адаптивност към различни варианти на продуктови конфигурации;
- стабилност при високи натоварвания и бързи цикли;
- интеграция със системи за мониторинг и управление на качеството.

Електрохидравличните системи предоставят необходимата комбинация от мощност,

контролируемост и адаптивност, която ги прави особено ефективни при приложения като:

- управление на преси за щамповане на детайли;
- манипулация с тежки каросерийни елементи;
- позициониране и фиксиране в автоматизирани поточни линии;
- динамично тестване на окачване и спирачни системи.

Благодарение на прецизното определяне на усилието и стабилността при променливи натоварвания, тези системи позволяват поддържането на производствена точност при висока повтораемост.

Интегрирането на честотно управление в електрохидравличните модули в автомобилната индустрия има особено значение, тъй като:

- позволява гладко и синхронизирано движение на множество задвижвания;
- намалява енергийните загуби при частичен или променлив режим;
- осигурява гъвкавост при преминаване към нови производствени формати или продуктови модификации;
- подобрява безопасността и контрола чрез по-точно спазване на зададени траектории и ограничения.

Енергийна ефективност и надеждност

Голямата продължителност на работните цикли и строгите изисквания за качество в автомобилното производство правят енергийната ефективност и устойчивост на системите съществени фактори. Честотното управление оптимизира консумацията на енергия според реалното натоварване, а плавните преходи между различни режими ограничават износването и повишават дълготрайността на оборудването.

Възможности за развитие

Системите с електрохидравлично задвижване и честотно управление лесно се интегрират със средства за цифрово управление, адаптивни алгоритми и системи за прогнозируема поддръжка. Това ги превръща в основа за внедряване на концепции като цифрови близнаци, проследимост на производствения процес и самонастройващи се производствени клетки, отговарящи на стандартите на Индустрия 4.0.

За обобщение на разгледаните аспекти, таблица 1.8 представя съпоставка между класическите и честотно управляваните електрохидравлични системи, използвани в автомобилната индустрия.

Таблица 1.8. Сравнение между класическо и честотно управление на ЕХС в автомобилното производство

Показател	Класическо ЕХ управление	С честотно управление
Точност на позициониране	Стандартна	Висока
Координация между многобройни оси	Ограничена	Синхронизирана
Адаптация към различни продуктови конфигурации	Трудна	Гъвкава

Енергийна ефективност при променливи режими	Средна	Повишена
Влияние върху износването на оборудване	По-силно	Намалено
Възможност за интеграция със системи за управление	Ограничена	Подходяща
Готовност за Индустрия 4.0	Ниска	Висока

1.3.8 Медицинско оборудване

Медицинската техника включва широка гама от устройства и системи, използвани в диагностиката, терапията, хирургията и пациентските грижи. Съвременните медицински уреди работят при високи изисквания за точност, безопасност, плавност на движение и безотказна работа, като същевременно трябва да осигуряват удобство за лекаря и комфорт за пациента. Все по-често медицинското оборудване се разработва в контекста на роботизирани системи, автоматизирано позициониране и дистанционно управление, което поставя допълнителни изисквания към задвижващите технологии.

Най-важните характеристики на медицинското оборудване, които обуславят изискванията към електрохидравличните системи, включват:

- прецизно и плавно позициониране на елементи с различна маса;
- висока повторемост на движенията при липса на вибрации;
- тиха работа и минимално генериране на топлина;
- бърза и безопасна реакция при промяна на командите;
- възможност за работа при стерилни и контролирани условия.

Електрохидравличните системи са особено подходящи за приложения, при които е необходима комбинация от висока мощност и деликатен контрол, като например:

- позициониране на операционни маси;
- регулиране на системи за образна диагностика (СТ, MRI, рентгенови установки);
- управление на роботизирани хирургически рамки;
- динамично натоварване на медицински симулатори и тренировъчни платформи.

Благодарение на плавно ход, висока надеждност и движение с ниска степен на вибрации, тези системи се използват навсякъде, където традиционните електромеханични задвижвания не осигуряват достатъчно точен контрол или имат конструктивни ограничения.

Интегрирането на честотно управление позволява допълнително усъвършенстване чрез:

- регулиране на скоростта и силата на въздействие в реално време, без механични превключвания;
- подобряване на плавността и тишината на работа, особено важно в операционна среда;
- осигуряване на точност в микрометров диапазон, дори при променящи се натоварвания;
- интеграция със сензори и контролни алгоритми за адаптивно поведение.

Енергийна ефективност и надеждност

Медицинското оборудване често работи в дежурен или режим на изчакване, където енергийната икономичност е важен фактор, както от икономическа, така и от термична гледна точка. Честотното управление позволява точно дозиране на подаваната мощност според натоварването, което удължава живота на компонентите и гарантира стабилност на параметрите при многократни цикли.

Възможности за развитие

Системите за управление в медицинската техника се развиват все повече към интелигентни, саморегулиращи се и безопасни платформи, способни да отчитат индивидуалните особености на пациента или конкретната медицинска процедура. В този контекст електрохидравличните системи с честотно управление и поддръжка, базирана на състоянието, осигуряват основа за внедряване на нови поколения медицинска техника – по-надеждна, по-прецизна и по-устойчива в дългосрочен план.

В таблица 1.9 е представена сравнителна характеристика между класическите и честотно управляваните електрохидравлични системи, използвани в различни видове медицинско оборудване.

Таблица 1.9 Сравнение между класически и честотно управлявани ЕХС в медицинската техника

Показател	Класическо ЕХ управление	С честотно управление
Точност на позициониране	Ограничена	Много висока
Плавност на движение	Средна	Отлична
Шум и вибрации при работа	Забележими	Минимални
Енергийна ефективност при дежурен режим	Стандартна	Повишена
Реакция при променливо натоварване	По-бавна	Адаптивна
Съвместимост с интелигентни сензорни системи	Ограничена	Подходяща
Пригодност за стерилна и контролирана среда	Условна	Висока

1.4. Основни проблеми при управление на електрохидравличните системи.

Управлението на електрохидравлични системи с честотно регулиране на асинхронни двигатели представлява мултидисциплинарна задача, която включва сложни взаимодействия между електрически, хидравлични и механични компоненти. Прецизното управление в такива системи изисква не само точни математически модели, но и способност за адаптация към променящи се условия в реално време. Това е от ключово значение, тъй като такива системи се използват в индустрии, където грешките в управлението могат да доведат до компрометиране на качеството на крайния продукт, повишен енергиен разход или дори повреди в оборудването. Сред основните предизвикателства могат да се открият следните:

- **Динамични промени натоварването**

Електрохидравличните системи често работят при значителни и непредсказуеми промени в натоварването, произтичащи от специфични технологични операции, външни смущения или неравномерно движение на механични звена. Това води до колебания в налягането и скоростта, което затруднява поддържането на стабилен и ефективен режим на работа.

- ***Шум и грешки в измерванията***

Сензорите, използвани за измерване на основни параметри като налягане, скорост и въртящ момент, са подложени на шум и грешки, които могат да намалят съществено точността на управлението. Особено важно е това в технически приложения, изискващи висока точност, като металообработващите машини, три-координатни измервателни системи и др.

- ***Нелинейност и сложност на системите***

Хидравличните системи са силно нелинейни по природа, което затруднява тяхното моделиране и управление. Освен това, взаимодействието между хидравличния двигател и честотния преобразувател създава допълнителни сложности.

- ***Влияние на външни фактори***

Температурните изменения, износването на компонентите, механичните вибрации и нестабилностите в захранването влияят върху надеждността на измерванията и върху характеристиките на системата. Те внасят несигурност и могат да доведат до дрейф в параметрите.

- ***Оптимизация на енергийната ефективност***

Намаляването на енергийните загуби без компромис с производителността изисква прецизно синхронизиране между честотното управление, натоварването и динамичния отговор на системата. Това често предполага използване на сложни стратегии за оптимизация и онлайн адаптация.

- ***Затруднена диагностика и наблюдение в реално време***

В реални условия е трудно да се осигури непрекъснат и надежден мониторинг на всички състояния на системата. Това усложнява прилагането на коригиращи действия и налага прилагането на филтри, наблюдатели и обучаеми модели за оценка на невидими или слабо измерими параметри.

Представените проблеми при управлението на електрохидравлични системи очертават един комплексен проблем и структура от взаимосвързани фактори, в която техническите предизвикателства не могат да бъдат разглеждани изолирано. Нестабилността, произтичаща от динамичното натоварване, се усилва от грешки в измерванията и ограничена наблюдаемост на състоянията. Нелинейният характер на хидравличните процеси, заедно с температурните и конструктивни влияния, допълнително усложняват създаването на надеждни модели за управление. Същевременно необходимостта от енергийна ефективност изисква решения, които не само компенсират смущенията, но и адаптират поведението на системата в реално време.

Тези взаимосвързани фактори подчертават нуждата от системен и интелигентен подход към управлението на електрохидравлични системи – подход, който да отчита едновременно

динамиката, измервателните ограничения и изискванията за ефективност и надеждност. Именно в този контекст възниква необходимостта от въвеждането на нови методи и алгоритми, които ще бъдат разгледани в следващите глави.

1.5. Цел на монографията

Целта на настоящия монографичен труд е да представи нови методи за оптимизация на характеристиките на електрохидравличните системи с честотно управление на асинхронния двигател, използвайки съвременни адаптивни подходи за управление. Това включва подобряване на точността, стабилността и енергийната ефективност на системите чрез интегриране на интелигентни алгоритми за обработка на данни и управление. Основните направления за постигане на оптимизацията, са:

- Подобряване на точността на управлението. Чрез използване на адаптивни методи като филтъра на Калман и филтъра на Винер, се цели минимизиране на грешките, шума и изкривяванията в измерванията на основни параметри на процеса (налягане, ъглова скорост и въртящ момент). Това води до по-надеждни входни данни за управляващите устройства и подобрява точността на управлението.
- Устойчивост при динамични промени. Интегрирането на адаптивни методи позволява на системата да реагира по-бързо и адекватно на внезапни промени в натоварването. Това е особено важно за приложения като металообработващи машини, където стабилността е от решаващо значение за качеството на обработката.
- Енергийна ефективност. Чрез оптимизация на скоростта на електродвигателя и налягането в хидравличната система се постига значително намаляване на енергийната консумация. Адаптивните методи позволяват управление, базирано на реалното натоварване, което елиминира ненужния разход на енергия.

ГЛАВА 2

ПРЕГЛЕД НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНИТЕ СИСТЕМИ

2.1 Обща структура и класификация на електрохидравличните системи

Електрохидравличните системи представляват интегрирани технически решения, които комбинират електрическо управление и хидравлично задвижване с цел постигане на висока прецизност, надеждност и адаптивност в управлението на движение. За да се осигури систематизирано разбиране на тяхната структура и функционалност, е необходимо първо да бъдат разгледани основните им компоненти, както и принципите за тяхното класифициране. Този раздел поставя основата за по-нататъшния анализ, като представя обобщената архитектура на електрохидравличните системи, тяхното разграничение според начина на управление и регулиране, както и връзката между конструктивните и динамичните им характеристики.

Хидравличната система обикновено се състои от няколко основни компонента, резервоар за пренасяне на хидравличното масло, помпа за придвижване на маслото през системата с определен дебит, електрически двигател или друг източник на енергия за задвижване на помпата с подходящ въртящ момент, разпределител за регулиране на посоката, налягането и дебита на маслото, изпълнителен механизъм за преобразуване на налягането на маслото в механична сила или въртящ момент, за да се извърши полезна работа (това обикновено са хидравлични цилиндри или хидравлични двигатели), и тръбна система, която пренася маслото от едно място на друго. Те могат да бъдат обобщени, както е показано на фиг. 2.1.

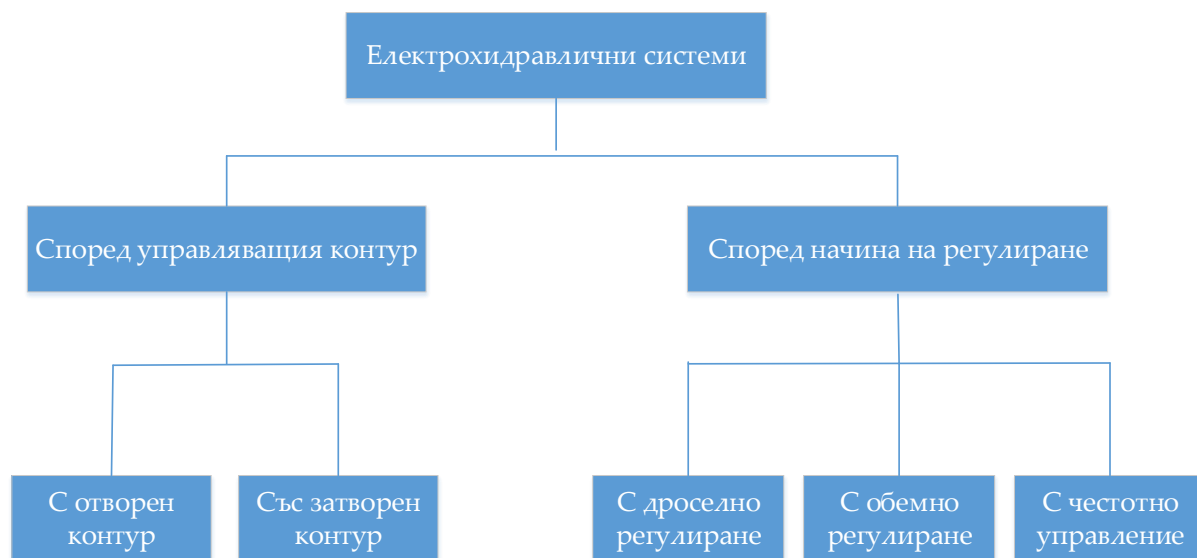


Фиг. 2.1 Функционална блок схема на хидравличната система

Въз основа на системата за управление електрохидравличните задвижващи системи биват системи с отворен и затворен контур. В системите с отворен контур няма обратна връзка и ефективността се основава на характеристиките на отделните компоненти на системата. Системата с отворен контур не е точна и грешката може да бъде намалена чрез правилно калибриране и управление. Система със затворен контур използва обратна връзка. Сигналят от изхода се подава обратно към входа на системата чрез чувствителен елемент. Сравняват се сигнала от действителния изход с желания изход и се дава сигнал за грешка на управляващия елемент. Грешката се използва за промяна на действителния изход и приближаване до желаната стойност. Обикновено затворените системи използват електрохидравлични елементи и цифрова електроника. В зависимост от обхвата на динамичните свойства на реалните системи характеристиките се разделят на пълни и частни. Към пълните динамични характеристики на линейните системи се отнасят: диференциалното уравнение; предавателната функция; преходната функция; тегловата функция (импулсната преходна функция); амплитудно-фазовата честотна функция. Към частните динамични характеристики обикновено се отнасят такива числови показатели на динамичните свойства, които е удобно да се определят по експериментален път и се използват при проектиране на отделни видове хидравлични системи [11]. Те могат да бъдат различни показатели на качеството на преходния процес (продължителност, време за установяване на показанието, интегрални оценки на качеството и др.), широчина на честотната лента, собствена честота, гранична честота и др.

Честотните характеристики, за разлика от пълните, не изразяват цялата съвкупност от динамични свойства на хидравличните системи, а само определена част от тях, затова те не могат да бъдат използвани за точна априорна оценка и за корекция на динамичните отклонения. Тези характеристики дават възможност да се решават задачи за сравняване и, в определени случаи, за избор на параметрите на хидравличните системи със зададена точност.

С оглед по-лесното структуриране и систематизиране на различните видове електрохидравлични системи е разработена обобщена класификация, която отразява основните принципи на управление и регулиране. На фиг. 2.2 е представена функционална схема, визуализираща тази класификация.



Фиг. 2.2. Класификация на електрохидравличните системи според вида на управляващия контур и начина на регулиране

Разнообразието от електрохидравлични системи, както по отношение на конструкцията им, така и спрямо използваните принципи за управление, определя необходимостта от подробно разглеждане на техните динамични характеристики. Това включва както класически механични системи с дроселно регулиране, така и съвременни електрохидравлични решения с обемно регулиране и честотно управление. Разбирането на принципите на работа, предимствата и ограниченията на всяка от тези системи е от съществено значение за правилния им избор и оптимално приложение в различни инженерни задачи. Ето защо в следващия материал са представени основните типове електрохидравлични системи и техните математически модели, които служат като основа за анализа, синтеза и повишаване на ефективността им.

2.2 Механични следящи хидросистеми с дроселно регулиране

С оглед систематизиране на класическите подходи при управление на хидравлични изпълнителни механизми, в настоящата подточка е направено обобщение и е представена подробна класификация на механичните следящи хидросистеми с дроселно регулиране. Разгледани са характерните схеми на управление на скоростта, както и типичните конструктивни решения на дроселите, използвани в тези системи.

Класическите механични хидросистеми с дроселно регулиране почти не се използват. Те могат да се регулират по преместване на изпълнителния механизъм, по скорост (линейна или ъглова), по сила (момент) или налягане. Независимо от вида на изпълнителното устройство, схемите на свързване на следящите системи не се различават значително една от друга, затова подхода за съставяне на уравненията описващи работата им в динамичен режим, е приблизително еднакъв. Задачата на следящата система е да задвижи изпълнителния орган на дадена машина, по определен закон, като преодолее всички съпротивителни сили и

извърши някаква полезна работа. Хидравличните дросели са сред най-елементарните в конструктивно отношение устройства за управление на скоростта на хидравличните изпълнителни механизми. Регулирането на скоростта е чрез изменение на дебита на работната течност, посредством промяна на проходното сечение на регулиращия елемент, а с това и хидравличното съпротивление в тръбната система на хидравличната система. Те са основен елемент в конструкцията на повечето хидравлични управляващи устройства. Дроселите се класифицират по редица признаци. Обикновено основно се подразделят на две групи – постоянни и регулируеми. Постоянните дросели се изпълняват като бленди (шайби) и представляват отвори с дължина по-малка от диаметъра им, дълги отвори с малък диаметър, капилярни тръбички, винтови канали и др. При регулируемите дросели управлението на скоростта е посредством изменение на проходното сечение или дължината на дроселния канал. Регулируемите дросели, от своя страна, се подразделят според вида на отвора или затвора. На базата на този критерий те биват: иглени (конусни), плунжерни, пластинкови, винтови, шлицови, жлебови (прорезни) и др. Също така често биват класифицирани и според движението на затвора. Спрямо този критерий те се подразделят на дросели с паралелно изместване или вентилни и на дросели със завъртане (кранови).

Друга често използвана класификация [8] на дроселите е разделянето им на линейни и нелинейни в зависимост от характера на течението в дросела и възникващите хидравлични загуби. В линейните дросели загубите на налягане се определят най-вече от хидравличното триене при протичането на течността през дълги канали. Съответно, загубите на налягане са линейна функция на протичащия дебит. Тъй като течението е ламинарно, тези дросели са познати и като ламинарни. Често посочван техен недостатък е, че вискозитетът, а следователно и хидравличните съпротивления, са силно зависими от температурата на работната течност. При нелинейните дросели вискозитетът, т. е. температурата, оказва слабо влияние върху загубите на налягане. Падът на налягане се определя основно от деформацията на потока и вихрообразуването. При пренебрежими загуби от вискозно триене падът на налягане зависи само от квадрата на дебита. Подобни дросели са познати като квадратични или турбулентни. Техните характеристики практически не зависят от температурата на флуида. Много често в конструкцията им е интегриран и успоредно включен обратен клапан за протичане в обратна посока без дроселиране. Това е т. нар. дросел с обратен клапан (throttle check valve). Предназначението на дроселите с обратен клапан е създаване на пад на налягането в подавания и отвеждания поток работна течност. Също така регулиране на преминаващия през дросела поток и свободно пропускане на връщащия се. Подобни дросели са широко използвани в системите за регулиране на хидравлични задвижвания, а така също във водоснабдителни системи, хидравлични системи към машини и други.

Произвеждат се и сдвоени дросели с обратен клапан (double throttle check valves), които представляват два симетрично разположени дросела с обратен клапан в общ корпус. Характерно за тях е възможността да управляват дебита едновременно в два канала.

При използването на дросели обикновено се реализират три основни схеми за управление на скоростта: включване на дросела на входящата хидравлична линия (meter-in control), дроселиране на изхода (meter-out control) и с дросел, включен успоредно на хидродвигателя.

В случая, когато дроселът е включен на входящата хидравлична линия, промяната на скоростта се реализира като резултат от съвместното действие на дросела и предпазно-преливния клапан. С предпазно-преливния клапан се поддържа постоянно налягане на входа на дросела, а налягането след дросела се определя от съпротивлението, което преодолява хидравличният двигател. Съответно, при постоянно натоварване на хидродвигателя, падът на налягането в дросела също е постоянен. При постоянен пад на налягането с промяна на дроселното сечение (позицията на дросела) се постига и изменение на дебита. Ако сечението намалява, дебитът през дросела, както и скоростта също намаляват. Останалата част от дебита протича към резервоара през предпазно-преливния клапан, т. е. в случая той изпълнява функцията на преливен клапан.

Тази схема за управление на скоростта дава възможност за фино регулиране на скоростта и плавен пуск на хидродвигателя. Тя се счита за не особено подходяща в случаите, когато външното натоварване съвпада с посоката на движение. Проблеми могат да възникват и при внезапно пълно разтоварване. При използване на този метод в подобни приложения обикновено във връщащата хидравлична линия на хидродвигателя се монтира подпорен клапан, който създава определено противоналягане. В този случай обаче допълнително се повишава работното налягане и се намалява ефективността на системата.

Втората схема на управление на скоростта - чрез дроселиране на изхода, принципно не се различава съществено от вече описания. Разликата в случая е, че налягането на входа на дросела се определя от настройката на предпазно-преливния клапан и външното натоварване. Съответно, налягането след дросела е близко като стойност до атмосферното. В идеалния случай падът на налягане е постоянен. Тази схема е широко разпространена, като сред посочваните причини за това е фактът, че подпорното налягане, създавано от дросела, осигурява плавно движение на задвижвания механизъм, особено при знак променливо или пулсиращо изменение на съпротивителната сила. Като неин недостатък често се посочва скокообразното нарастване на скоростта в началния момент при тръгване над стойността, която има при установено движение. Това се дължи на невъзможността веднага да се създаде съответното противоналягане във връщащата област.

Схемата на управление на скоростта с дросел, включен успоредно на хидродвигателя, е позната още и като дросел в отклонение (bleed-off control). В този случай дебитът, подаван от помпата, се разделя на два отделни потока. Единият от потоците се насочва към хидродвигателя, а другият - през дросела към резервоара. При затворен дросел скоростта е максимална. С неговото отваряне скоростта намалява, тъй като част от течността се връща директно в резервоара. Ако при напълно отворен дросел съпротивлението му е по-малко от характерното за клоната към хидродвигателя, той спира работа и целият дебит се отвежда в резервоара. В тази схема предпазно-преливният клапан е нормално затворен и обикновено се използва за защита от претоварване. Налягането на помпата се определя от натоварването на хидродвигателя, което определя по-голямата ефективност на решението в сравнение с първите две схеми. Този метод не се препоръчва за случаите на натоварване в посоката на движение. Освен това, в даден момент е възможно управление на скоростта само на единия изпълнителен механизъм.

Характерно и за трите схемни решения е, че с намаляване на скоростта нараства количеството течност, която се връща в резервоара, без да извърши полезна работа, т. е. нарастват загубите на мощност и се намалява енергийната ефективност на системата.

Добре е да се има предвид, че използването на дросели не може да осигури постоянна скорост на движение при променливо натоварване. С изменение на натоварването се променя падът на налягане, което при фиксирана позиция на дросела означава и изменение на дебита през него. Това е причината дроселите да са известни още като клапани за дебит без компенсация по налягане (non-pressure-compensated flow control valve).

За определяне [11] характера на динамичните процеси протичащи в системата е необходимо съставянето на съответните диференциални уравнения. Приема се, че тръбите свързващи следящата система със захранващата система и резервоара за масло са къси, а захранващото и сливното налягане са с постоянна стойност. Освен това, поради малката дължина на хидравличните линии между разпределителя и изпълнителното устройство се приема, че могат да не бъдат отчитани възникващите в тях вълнови процеси.

Уравненията, дефиниращи работата на тази следяща система, са представени и описани подробно в следващия материал. Голяма част от представените математически модели се базират на следния източник: [15].

Математическият модел, определящ работата на затворена следяща система с дроселно регулиране, се състои от няколко основни уравнения. Първото от тези уравнения е

диференциалното уравнение, характеризиращо движението на буталото на хидроцилиндъра, има следния вид:

$$m_b \frac{d^2 y}{dt^2} + K_{fr,b} \frac{dy}{dt} + C_E (y - y_T) = S_b (p_1 - p_2) = S_b p_H, \quad (2.1)$$

където: y - преместване на буталото на хидроцилиндъра;

m_b - приведена маса на буталото и буталния прът;

S_b - лице на буталото;

p_1, p_2 - налягания от двете страни на буталото;

C_E - коефициент на еластичност,

y_T - преместване на товара.

Уравнение за движение на товара.

$$m_T \frac{d^2 y_T}{dt^2} + K_{fr,T} \frac{dy_T}{dt} + (C_E + C_T) y_T = C_E y \quad (2.2)$$

където:

m_T - приведена маса на товара;

$K_{fr,T}$ - коефициент на хидравлично триене на товара;

C_T - коефициент на еластичност на товара.

Уравнение на дебита през хидроцилиндъра.

$$Q = S_b \frac{dy}{dt} + \frac{V_0}{2E} \frac{dp_H}{dt} \quad (2.3)$$

където:

V_0 - обем на хидроцилиндъра;

E - приведен модул на еластичност на хидроцилиндър с еластична опора.

Уравнение на дебита през разпределителя.

$$Q = \mu \pi d_p K_u x \sqrt{\frac{p_S - p_H - p_R}{\rho}} \quad (2.4)$$

където:

$\pi d_p K_u x$ - сечения на протичане през левия и десния канал на разпределителя;

μ - коефициент на дебит;

p_S - захранващо налягане;

p_R - сливно налягане;

K_u - коефициента на използване на сечението.

Уравнение на обратната връзка има вида:

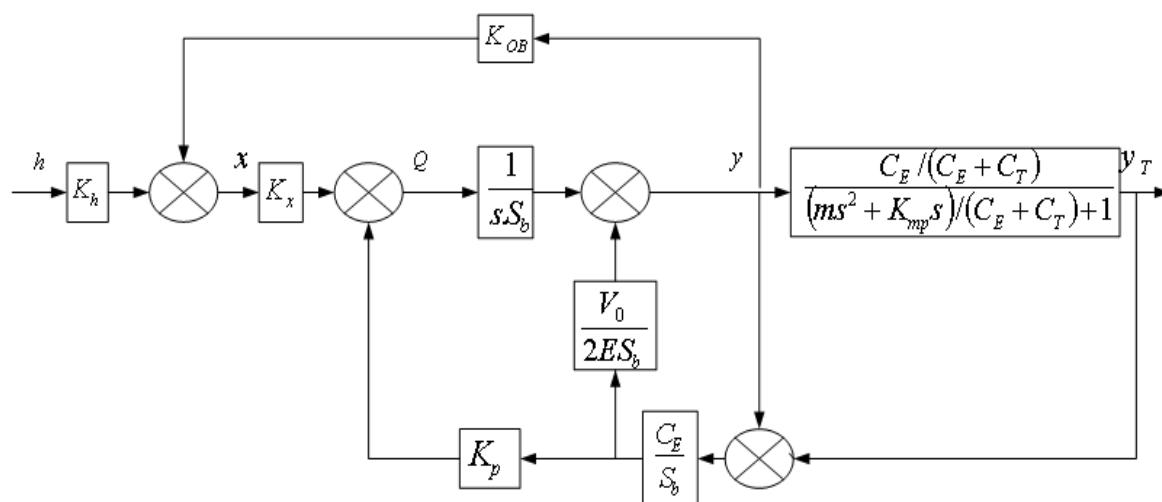
$$x = K_h h - K_{OB} y \quad (2.5)$$

където:

K_h, K_{OB} - кинематични съотношения на дължините на обратната връзка.

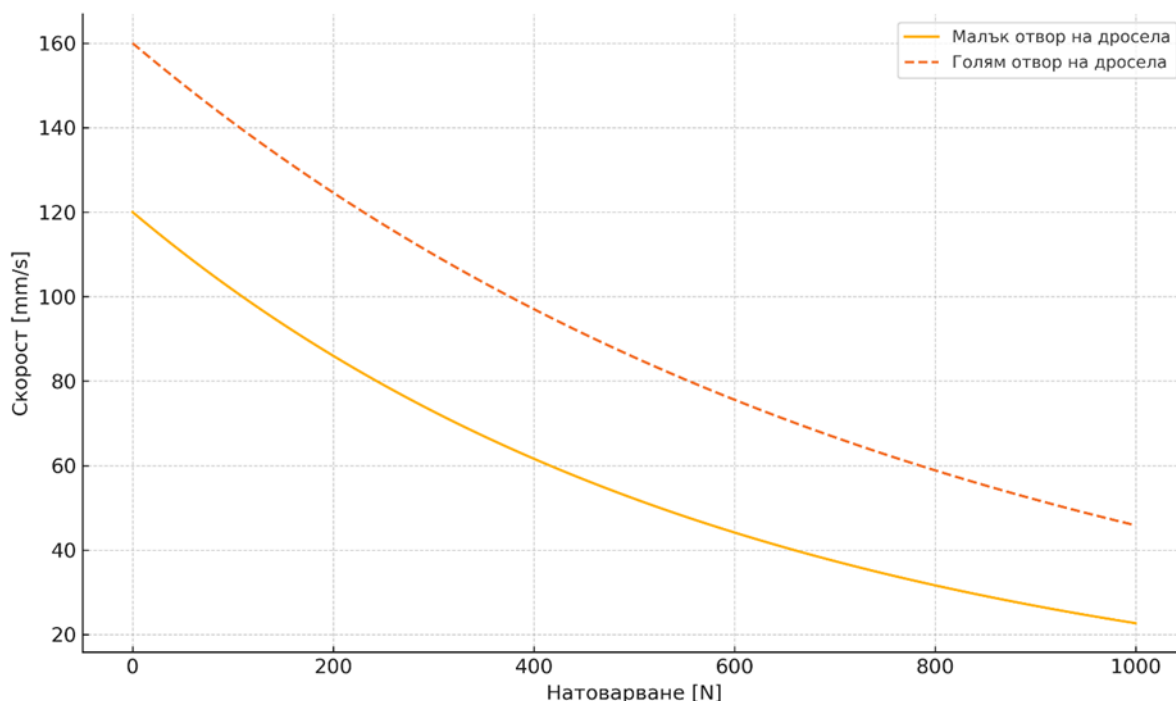
Съвкупността от уравнения (2.1), (2.2), (2.3), (2.4) и (2.5) описва работата на затворена следяща система с дроселно регулиране.

Структурната схема [12] на хидрозадвижваща следяща система с дроселно регулиране е представена на фиг.2.3.



Фиг.2.3 Структурната схема на хидрозадвижваща следяща система с дроселно регулиране.

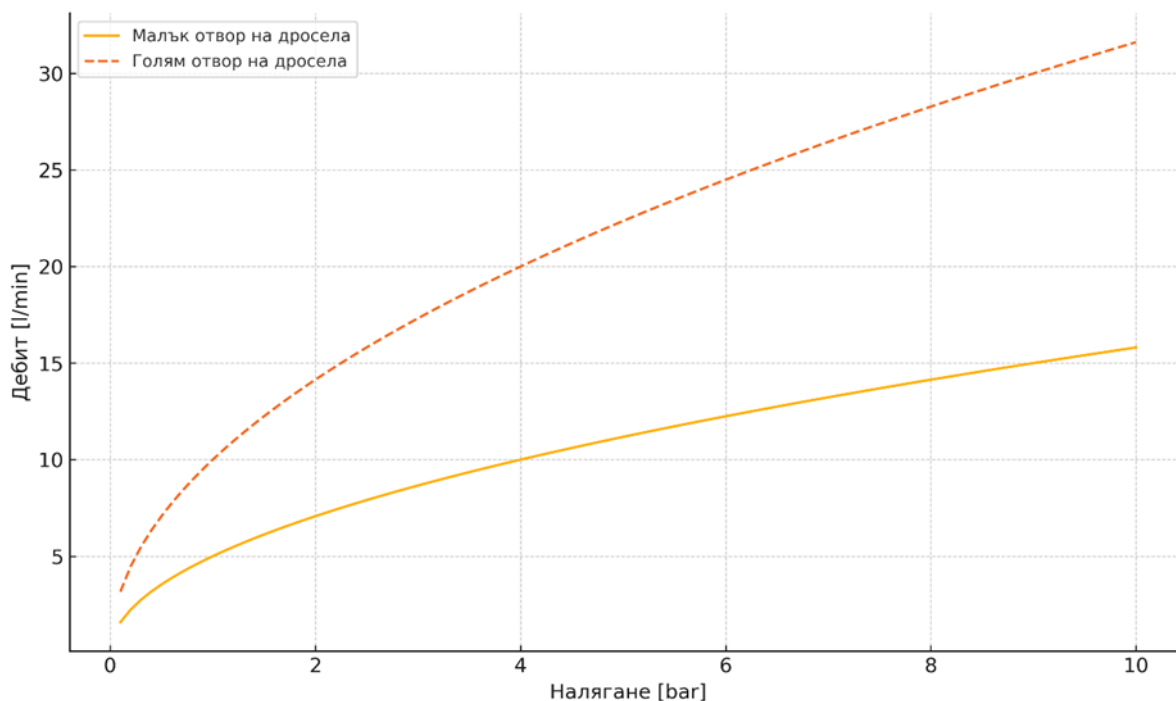
Като илюстрация на описаните зависимости между дроселното регулиране и поведението на системата при различни натоварвания, на фигура 2.4 е показана характерна зависимост между скоростта на движение на изпълнителния механизъм и външното натоварване. Вижда се, че при нарастващо натоварване скоростта намалява, като това понижение е по-силно изразено при по-малък отвор на дросела. Това поведение е характерно за хидравлични системи с отворен контур, при които отсъства обратна връзка и дебитът не се адаптира спрямо промените в натоварването, а се определя единствено от налягането и съпротивлението на дросела. Така дроселното управление води до съществена нелинейност в характеристиките на системата, особено при силно променливи външни условия.



Фиг. 2.4. Зависимост между скоростта на движение на хидравличен изпълнителен механизъм и външното натоварване при различна степен на отваряне на дросела

Друг важен аспект при анализа на дроселното регулиране е зависимостта между дебита на работната течност и налягането в системата. На фигура 2.5 е представена типична характеристика, показваща как при различна степен на отваряне на дросела дебитът се изменя

в зависимост от налягането. При по-голям отвор се осигурява по-висок дебит за същото налягане, докато при по-малък отвор същият дебит се постига едва при по-високо налягане. Това отразява основната особеност на дроселните елементи, а именно - тяхното съпротивление води до загуби на енергия под формата на налягане, което влияе пряко върху ефективността на системата. Тази нелинейна зависимост трябва да се отчита при проектирането и настройката на хидравлични системи с променлива натовареност.



Фиг. 2.5. Зависимост между дебита и налягането в хидравлична система при различна степен на отваряне на дросела

При автоматизацията на множество процеси в промишлеността, транспорта и авиацията широко приложение намират хидравличните и електрохидравличните следящи системи. В резултат на развитието в тази област са се обособили три основни типа затворени системи за регулиране – по положение, по скорост и по сила. През последните години все по-широко се прилагат електрохидравлични системи с обемно регулиране на посочените параметри, при които се преодолява основният недостатък на дроселното управление – значителните загуби на енергия. Особено значение в тази насока имат следящите електрохидравлични позициониращи системи, които ще бъдат разгледани в следващата подточка.

2.3 Следящи електрохидравлични позициониращи системи.

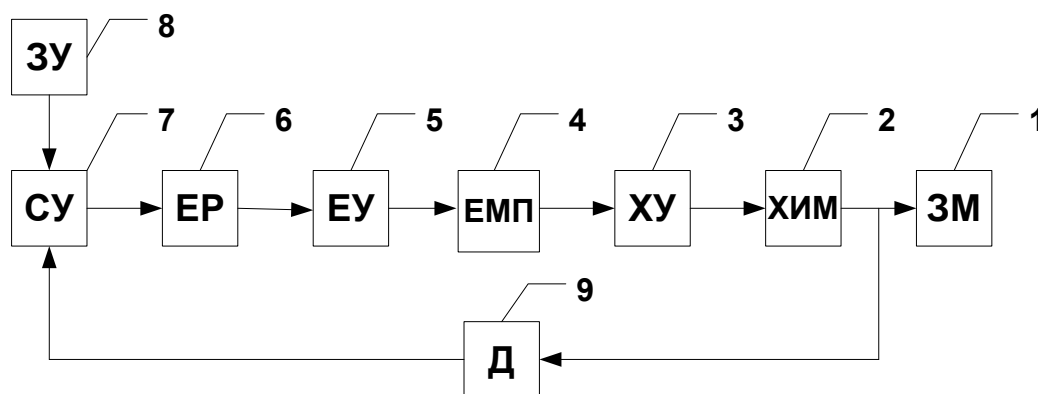
С нарастващата необходимост от прецизно управление на движенията в различни отрасли на индустрията, електрохидравличните следящи системи заемат все по-значимо място в реализацията на автоматизирани процеси. Тези системи комбинират високата мощност и надеждност на хидравличното задвижване с прецизността и гъвкавостта на електронното управление. В зависимост от принципа на реализация, следящите системи могат да бъдат изградени като хидромеханични или електрохидравлични, като вторите предоставят съществени предимства по отношение на точност, отдалечено управление и възможност за интеграция със сензори и цифрови управляващи алгоритми.

В настоящия раздел е разгледана принципната структура на типична електрохидравлична следяща система, както и основните уравнения, описващи нейното поведение.

Тези системи [12] могат да се разделят на хидромеханични и електрохидравлични.

В последно време, във връзка с повсеместното внедряване в производството на автоматизирани устройства и машини, на роботи и манипулатори, се разшири и неимоверно кръга на съвместната работа на хидравличните системи и управляващите ги електронни устройства [69, 87, 111, 118]. Това предизвиква форсиране на научно-изследователските и приложни разработки на електрохидравличните системи, тъй като те притежават редица положителни качества. Гъвкавото управление и възможността за лесно формиране на необходимия закон на регулиране постигнати от електронните устройства се съчетават с големите изходни мощности и добри динамични характеристики.

В най-общия случай една електрохидравлична система включва следните основни елементи (фиг.2.6).



Фиг.2.6. Принципна схема на електрохидравлична задвижваща следяща система.

На фигурата с цифрите са означени както следва:

- 1- Задвижвана машина или устройство;
- 2- Хидравличен изпълнителен механизъм;
- 3- Хидравличен усилвател;
- 4- Електро-механичен преобразувател;
- 5- Електроусилвател;
- 6- Електронен регулатор;
- 7- Сравняващо устройство;
- 8- Задаващо устройство;
- 9- Датчик за преместване(завъртане) с електрически изход.

Представената на фиг. 2.6 принципна схема на електрохидравлична следяща система включва всички основни функционални блокове, необходими за реализиране на прецизно позициониране. Управляващият входен сигнал постъпва към електрически усилвател, който генерира ток за управление на електромагнита на хидравличния разпределител. Чрез електромагнитния превключвател се управлява положението на подвижният елемент на разпределителя, което определя посоката и скоростта на движение на хидравличния цилиндър.

Придвижването на буталото на цилиндъра води до изместване на механичния товар, като същевременно се предава обратно механична обратна връзка към подвижният елемент на разпределителя чрез лостов механизъм. По този начин се реализира частична механична обратна връзка в системата. Целият процес се захранва от хидравлична помпа, поддържаща постоянен дебит на работната течност. Системата е изградена като затворен контур, при който позицията на товара се регулира автоматично в отговор на входния задаващ сигнал.

Електрохидравличните системи могат да бъдат с аналогово или с дискретно действие.

Във втория случай при едновременно квантуване на сигнала по ниво и време, в системата може да бъде включен компютър, който в зависимост от заложения в него алгоритъм да управлява изменението на непрекъснатата регулируема величина.

За да се анализира динамиката на електрохидравличната позиционираща система, се съставя математически модел, базиран на диференциални уравнения, описващи взаимовръзката между електрическите, хидравличните и механичните компоненти. Този модел взема предвид:

- електрическите уравнения, описващи поведението на електроусилвателя и взаимодействието му с електромагнита на разпределителя;
- хидравличните зависимости, свързани с потока на работната течност, налягането и реакцията на разпределителя;
- механичната част, описваща движението на буталото, товара и обратната връзка чрез лостовия механизъм.

Получената система от диференциални уравнения отразява динамичното поведение на системата в затворен контур и служи като основа за изграждане на структурната схема на управление, представена на фиг. 2.4. Диференциалните уравнения, описващи поведението на системата на отделните ѝ нива, са представени по-долу.

Уравнение за движението на товара

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{fr} \frac{dy}{dt} + C_T y = p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_C(v) \quad (2.6)$$

където: $F_C(v) = F_{C0} \text{sign}(v)$ и $v = \frac{dy}{dt}$

Уравнение за изменение на налягането в двете камери на хидрицилиндъра, като се отчита свиваемостта на маслото, промяната на обемите и се пренебрегват утечките

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{E}{V_1(y)} \left[\frac{G(x) \sqrt{p_s - p_1}}{Q_1} - A_1 \frac{dy}{dt} \right] & \text{за } x_a < x < x_m \\ \frac{dp_2}{dt} &= \frac{E}{V_2(y)} \left[\frac{-G(x) \sqrt{p_2 - p_0}}{Q_2} + A_2 \frac{dy}{dt} \right] \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{E}{V_1(y)} \left[\frac{G(x) \sqrt{p_1 - p_0}}{Q_1} - A_1 \frac{dy}{dt} \right] & \text{за } -x_a < x < -x_m \\ \frac{dp_2}{dt} &= \frac{E}{V_2(y)} \left[\frac{-G(x) \sqrt{p_s - p_2}}{Q_2} + A_2 \frac{dy}{dt} \right] \end{aligned} \quad (2.8)$$

Хидравлична проводимост

$$G(x) = \begin{cases} K_0 [x - x_a \text{Sign}(x)] \\ G_m \text{Sign}(x) \end{cases} \quad x_a < |x| < x_m \quad (2.9)$$

$|x| = x_m$

Обеми в цилиндричните камери

$$V_1(y) = V_{01} + A_1 y, \quad V_2(y) = V_{02} + A_2 y \quad (2.10)$$

Физически ограничения върху електрохидравличната система

$$|y| \leq y_m, \quad |v| \leq v_m, \quad |x| \leq x_m \quad (2.11)$$

$$0 < p_1 \leq p_s, \quad 0 < p_2 \leq p_s \quad (2.12)$$

Завъртане преградата на сервоклапана

$$T_n^2 \frac{d^2 \phi}{dt^2} + 2\xi_n T_n \frac{d\phi}{dt} + \phi = k_i i - k_{rx} x \quad (2.13)$$

Преместване на плунжера на сервоклапана

$$T_{\phi x} \frac{dx}{dt} + x = k_{\phi x} \phi \quad (2.14)$$

Уравнение на електромеханичния преобразувател

$$T_i \frac{di}{dt} + i = k_U U \quad (2.15)$$

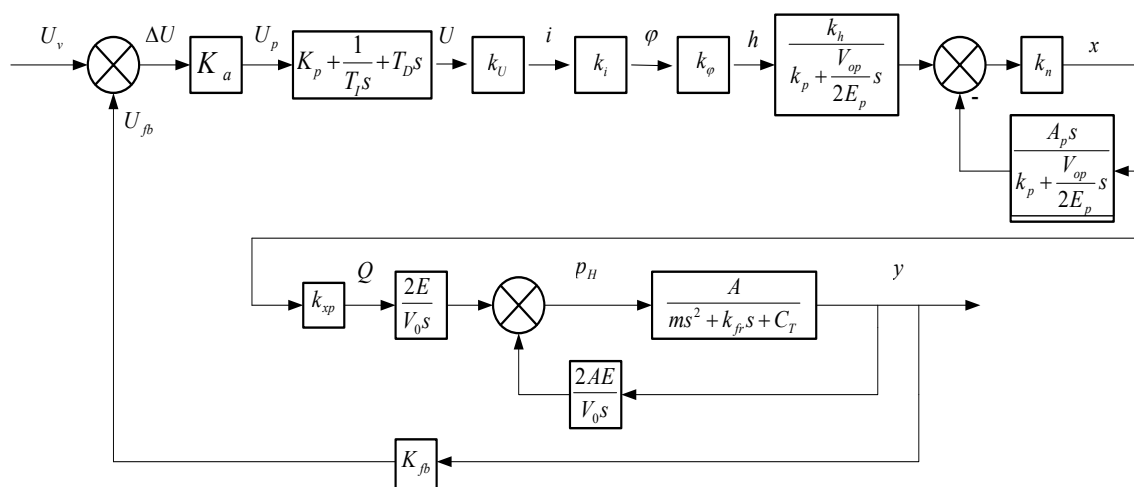
Уравнение на ПИД регулатора

$$T_{1c} T_{2c} \frac{d^2 U}{dt^2} + (T_{1c} + T_{2c}) \frac{dU}{dt} + U = K_p U_p + \frac{1}{T_I} \int U_p dt + T_D \frac{dU_p}{dt} \quad (2.16)$$

Уравнение на електронния усилвател, сумиращото устройство и обратната връзка

$$U_p = K_a \Delta U \quad \Delta U = U_v - U_{fb} \quad U_{fb} = K_{fb} y \quad (2.17)$$

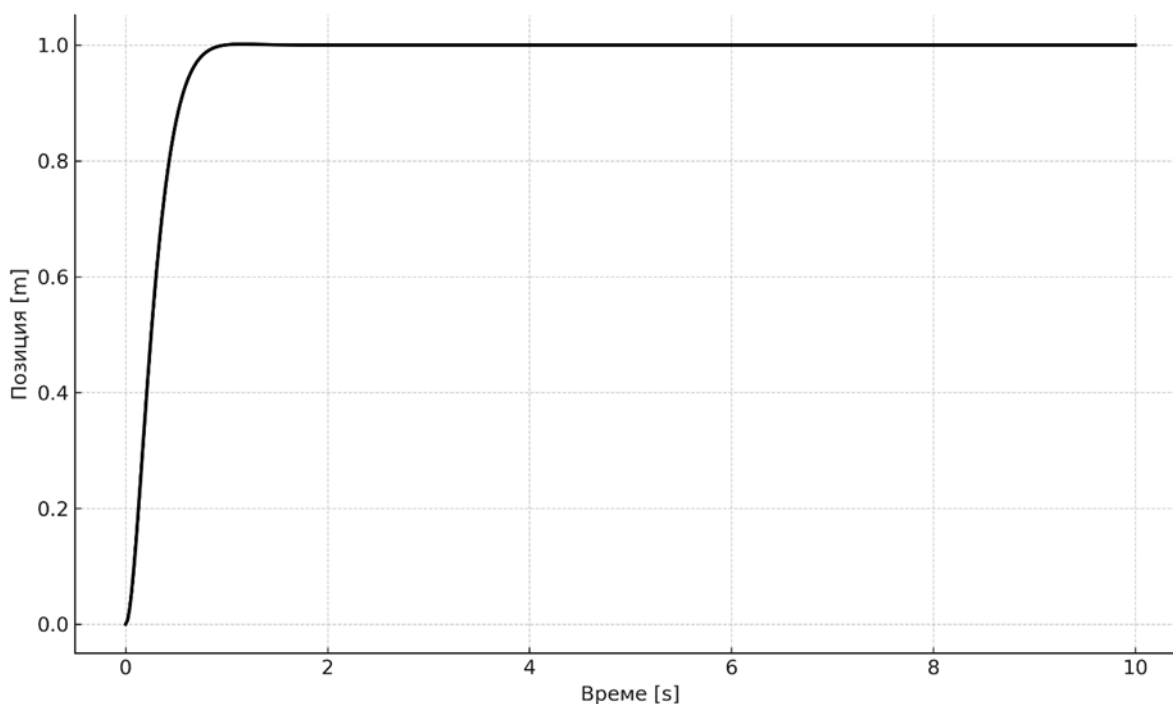
Като се имат предвид уравненията за динамиката на системата, след опростяване и преобразуване по Лаплас е построена структурната и схема, показана на фиг.2.7.



Фиг.2.7. Структурна схема на линеаризираната електрохидравлична задвижваща следяща система.

В следящите електрохидравлични системи основната цел е прецизното проследяване на зададено изходно положение, като се осигурява минимална грешка между реалната и референтната стойност. Графиката по-долу (фиг.2.8) илюстрира типичен преходен процес при стъпково входно въздействие, характерен за позициониращи системи със затворен контур. Изходната величина, която се регулира, е позицията на изпълнителния механизъм, например бутало или хидромотор.

В разглеждания случай системата е моделирана като втори ред с висок коефициент на затихване ($\zeta = 0.9$), което отразява типичното поведение на добре проектирани позициониращи системи – без колебания, с плавно и стабилно достигане на зададеното положение. Това поведение е от съществено значение при приложения, изискващи висока точност и бързина при минимизиране на енергийни загуби и механични натоварвания. Графиката служи като нагледна илюстрация на динамичната характеристика на такъв тип следящи системи.



Фиг. 2.8. Графично представяне на преходния процес в електрохидравлична следяща система при стъпково входно въздействие и висок коефициент на затихване ($\zeta = 0.9$). Илюстрира се типичното поведение на позициониращи системи със затворен контур – плавно и стабилно достигане на зададената позиция без колебания.

В заключение, следящите електрохидравлични позициониращи системи представляват важен компонент в съвременните автоматизирани структури, където се изисква висока точност и бързина при управление на позицията. Чрез използване на обратна връзка и подходящо структурирани регулатори, тези системи осигуряват надеждно проследяване на зададеното движение, като същевременно минимизират грешките и динамичните отклонения. Представеният преходен процес илюстрира характерното поведение на такива системи и подчертава значението на параметри като коефициента на затихване за постигане на оптимална динамична устойчивост.

2.4 Следяща хидравлична система с обемно регулиране

С усъвършенстването на хидравличните и електрохидравличните технологии, наред със следящите позициониращи системи, все по-широко приложение намират и системите с обемно регулиране. За разлика от традиционните дроселни схеми, при които регулирането се извършва чрез контрол на потока при постоянен дебит, обемното регулиране осигурява директно управление на подаваното количество работна течност чрез промяна на геометричните или кинематичните параметри на изпълнителните устройства. Този подход позволява по-висока енергийна ефективност, намалени загуби и по-добра динамична адаптивност на системата към променящите се натоварвания.

От конструктивна гледна точка всяка следяща хидросистема с обемно регулиране може да се раздели на две части: силова и управляваща.

Хидравличните системи с обемно регулиране се характеризират с ясно разграничение между силовата и управляващата част, което позволява по-добра адаптация към натоварването и ефективно управление на движението.

- Силовата част включва изпълнителните механизми – обикновено хидравлична помпа с регулируем работен обем (напр. аксиално-бутална помпа с наклонен блок), хидравлични цилиндри или мотори, както и свързаните хидравлични линии и

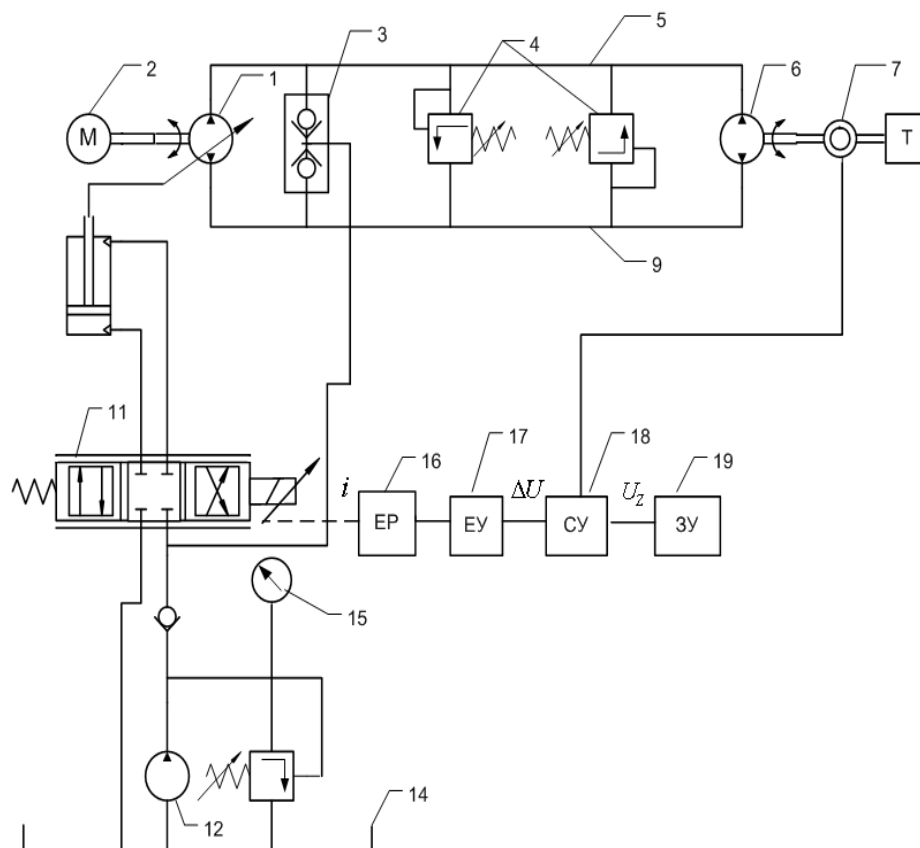
резервоар. Тази част преобразува енергията и я предава директно към механичния товар.

- Управляващата част обхваща елементите, които определят динамиката на системата – регулатор на работния обем на помпата, електронен контролер, датчици за налягане, дебит и положение, както и обратни връзки, осигуряващи корекция в реално време спрямо зададената команда.

Чрез взаимодействието между тези два модула се осъществява затворен контур за управление на основен технологичен параметър – например позиция, скорост или сила, като в системите с обемно регулиране се елиминират значителни дроселни загуби, характерни за класическите схеми. Всичко това е онагледено на фигура 2.9, която представя принципната структура на електрохидравлична следяща система с обемно регулиране.

Принципната структура, показана на фигура 2.9, ясно разграничава управляващата и силовата част на електрохидравличната следяща система с обемно регулиране. Управляващата част включва задаващо устройство, сензори, електронен блок за управление и сервоусилвател, чрез които се генерира сигнал за управление на изпълнителния механизъм. Този сигнал се подава към електрохидравличен разпределител, който регулира подаването на работната течност.

Силовата част се състои от обемна регулируема помпа, задвижвана от електродвигател, и обемен хидродвигател (например хидроцилиндър или хидромотор), който задвижва механичния товар. Регулирането на подавания дебит се осъществява чрез изменение на геометричния обем на помпата, като по този начин се осигурява прецизно управление на скоростта или позицията на изпълнителния орган. Затвореният контур на управление, базиран на сигналите от сензорите за обратна връзка, позволява автоматична корекция на грешките и поддържане на зададената величина.



Фиг.2.9. Схема на електрохидравлична задвижваща следяща система с обемно регулиране.

Функционирането на електрохидравличната следяща система с обемно регулиране може да бъде формализирано чрез математически модел, който описва динамиката на отделните подсистеми и техните взаимовръзки. Моделът включва уравненията, характеризиращи поведението на обемната хидравлична помпа, динамиката на изпълнителния хидродвигател, трансмисионните връзки между задвижващите и управляващите звена, както и механичната реакция на натоварването.

В системата от уравнения (2.18)–(2.31) са представени основните физически зависимости, описващи потоците на енергия, наляганията и обемните дебити, въртящите моменти, ъгловите скорости, както и ефектите от обемните и хидромеханичните загуби. Тази формализация позволява количествен анализ на поведението на системата, както и синтез и настройка на регулатори и управляващи алгоритми, гарантиращи стабилност и точност при следене на зададената траектория.

Уравнение на електрическата част на двигателя (приемаме постояннотоков двигател)

$$T_i \frac{dI}{dt} + I = k_u(U - k_\omega \omega) \quad (2.18)$$

където: I, U, ω - ток, напрежение и ъглова скорост на електродвигателя;

T_i - времеконстанта на електродвигателя;

k_u, k_ω - коефициенти на усилване и на местна обратна връзка.

Уравнението на агрегата електродвигател-захранваща помпа като приемаме, че помпата е аксиално-бутална регулируема помпа

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_d - M_p \quad (2.19)$$

където: $M_d = k_d \frac{IU}{\omega}$ е двигателния момент развиван от електродвигателя;

$M_p = \frac{\pi d^2}{4} R(p_1 - p_2) \operatorname{tg} \gamma \sum_{i=1}^z \sin \phi_i$ е съпротивителен момент на аксиално-буталната помпа;

p_1, p_2 - налягане на входа и на изхода на помпата;

γ - ъгъл на наклона на диска на помпата;

$\phi_i = \phi_0 + \frac{2\pi}{z} i + \omega t$ - текущи ъгли определящи положението на всяко от буталата на помпата;

$i = 1 \dots z, z$ - брой на буталата на помпата;

ϕ_0 - начален ъгъл на завъртане;

J - инерционен момент на агрегата.

Уравненията на напорните хидравлични линии между помпата и хидродвигателя като приемаме дълга хидравлична линия с отчитане свиваемостта на линията и маслото

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\rho}{S_m} \left(\frac{\partial Q}{\partial t} + 2hQ \right)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{a^2 \rho}{S_m} \frac{\partial Q}{\partial x} \quad (2.20)$$

където: $p(t, x), Q(t, x)$ е изменението на налягането и дебита по дължината на напорната хидравлична линия $0 \leq x \leq l, h$ - коефициент на триене, ρ - плътност на маслото, S_m - напречно сечение на хидравличната линия, a - скорост на звука.

Уравнението на агрегата- аксиално-бутален хидродвигател- товарна машина има вид

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_{dd} - M_{tm} \quad (2.21)$$

където:

$$M_{dd} = k_d \frac{p_3 Q_d}{\omega_1}, M_{tm} = k_{tm} \omega_1, Q_d = q_d \omega_1;$$

ω_1 - ъглова скорост на въртене на хидродвигателя;

q_d - специфичен обем на хидродвигателя;

M_{dd}, M_{tm} - двигателен и съпротивителен момент на агрегата
 J_1 - инерционен момент на агрегата.

Уравнения на хидравличната линия между хидродвигателя и помпата

$$\frac{\partial p}{\partial x_1} = -\frac{\rho}{s_{m1}} \left(\frac{\partial Q}{\partial t} + 2h_1 Q \right) \frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{a^2 \rho}{s_{m1}} \frac{\partial Q}{\partial x_1} \quad (2.22)$$

Уравненията на автоматичния регулатор включват:

Уравнението на обратната връзка

$$U_{ov} = k_{ov} \omega_1 \quad (2.23)$$

Уравнение на сумиращото устройство

$$\Delta U = U_z - U_{ov} \quad (2.24)$$

Уравнение на електроусилвателя

$$T_y \frac{dU_y}{dt} + U_y = k_y \Delta U \quad (2.25)$$

Уравнение на автоматичния ПИД-регулатор

$$U_r = k_r U_y + \frac{1}{T_i} \int U_y dt + T_d \frac{dU_y}{dt} \quad (2.26)$$

Уравнение на серворазпределителя

$$T_r^2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + 2\xi_r T_r \frac{dx_2}{dt} + x_2 = k_r U_r \quad (2.27)$$

Уравнение на дебита минаващ през серворазпределителя

$$Q_{yp} = K_x x_2 - K_p p_n \quad (2.28)$$

Уравнение на дебита постъпващ към регулиращия цилиндър на помпата

$$Q_{yp} = F_{yp} \frac{dy}{dt} + \frac{V_{0p}}{2E_{yp}} \frac{dp_n}{dt} \quad (2.29)$$

Уравнение на регулиращия цилиндър

$$T_c^2 \frac{d^2 y}{dt^2} + 2\xi_c T_c \frac{dy}{dt} + y = k_c p_n \quad (2.30)$$

Уравнение за завъртане на регулиращия диск на помпата

$$\gamma = \frac{y}{R_d} \quad (2.31)$$

където: $U_z, U_{ov}, U_y, \Delta U, U_r$ - са съответните напрежения;

x_2, y - съответните премествания;

T_c, T_y, T_d, T_i - съответните времеконстанти;

ξ_c, ξ_r - коефициенти на демпфериране;

Q_{yp} - дебит постъпващ към регулирания цилиндър;

K_x, K_p - коефициенти на усилване;

p_z, p_s, p_n - съответно захранващо, сливно и работно налягания.

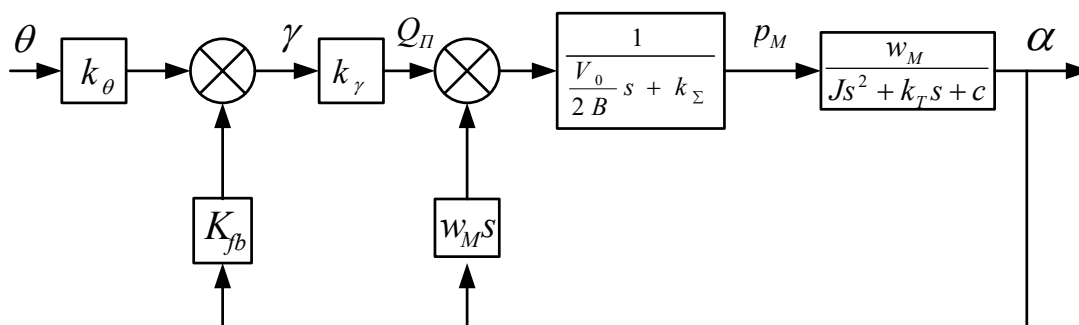
Фигура 2.10 представя структурна схема на затворена електрохидравлична задвижваща следяща система с обемно регулиране. Системата включва всички основни функционални блокове, изграждащи типичен затворен контур за управление на преместването на товар.

Управляващият сигнал се подава от задаващо устройство и постъпва към сравняващ блок, който формира отклонението спрямо текущото положение, постъпващо по обратната връзка. Получената грешка преминава през регулатор, моделиран чрез последователност от елементи с инерционни и интегрални свойства, описващи динамиката на електрическото и хидравличното управление.

След регулатора е разположен хидравличният усилвател, който управлява потока на работната течност към регулирания хидравличен цилиндър. Този усилвател преобразува управляващия сигнал в съответен хидравличен дебит, осигурявайки необходимата мощност за преместване на изпълнителния механизъм.

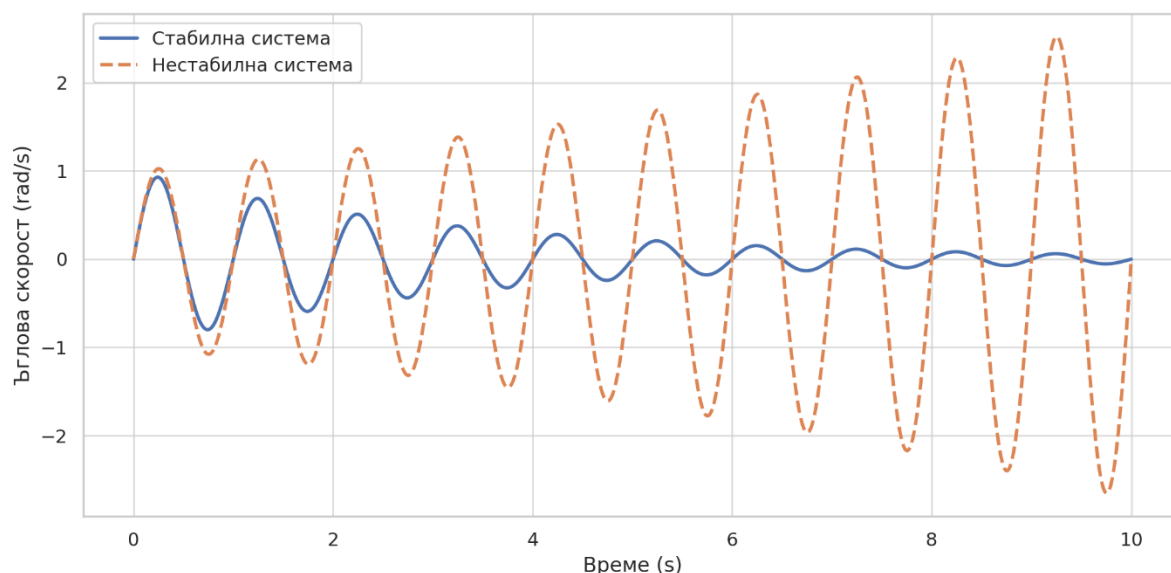
Изходът на цилиндъра се свързва към механичната система, която включва товар с инерционни характеристики. От изхода се формира обратна връзка чрез измервателен преобразувател, който затваря управлението.

По този начин схемата илюстрира основните етапи на преобразуване на входния сигнал в прецизно механично преместване чрез хидравличен изпълнител, както и начинът, по който динамиката на отделните звена влияе на общото поведение на системата.



Фиг.2.10. Структурна схема на затворена електрохидравлична задвижваща следяща система с обемно регулиране.

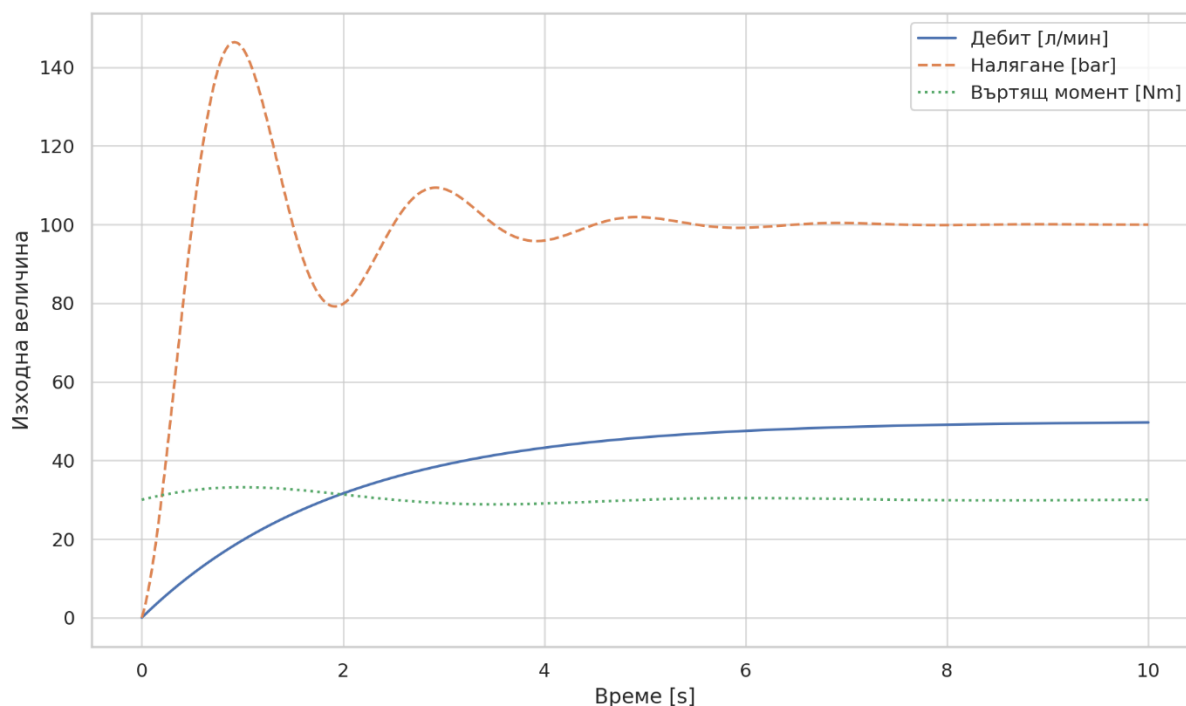
Илюстрация на динамичното поведение на електрохидравлична система с обемно регулиране е представена на фигура 2.11, където са показани два характерни режима на работа – със стабилно и нестабилно поведение. При стабилната система (обозначена със синя непрекъсната линия) се наблюдава затихваща колебателна реакция на ъгловата скорост във времето, което свидетелства за добра устойчивост и способност за бързо привеждане към установено състояние. Обратно, при нестабилната система (червена прекъсната линия) колебанията прогресивно нарастват, което води до разходяща динамика и невъзможност за постигане на установено поведение. Това ясно демонстрира необходимостта от подходящо проектиране и настройка на параметрите на системата с оглед гарантиране на нейната стабилност и ефективност при регулиране на честотата или ъгловата скорост чрез обемно регулиране.



Фиг. 2.11. Динамично поведение на електрохидравлична система с обемно регулиране: сравнение между стабилен (синя непрекъсната линия) и нестабилен (червена прекъсната линия) режим на работа

Представените на фигура 2.12 криви илюстрират динамичните изменения на основните енергийни параметри в електрохидравлична следяща система с обемно регулиране – дебит, налягане и въртящ момент. При подаден задаващ сигнал, регулиращ ъгловата скорост на хидравличния двигател, системата реагира чрез съответна промяна на дебита, подаван от помпата, с цел осигуряване на необходимото количество работна течност. Едновременно с това, в отговор на външното натоварване и инерционните характеристики на системата, се наблюдават промени в налягането и развивания въртящ момент.

Формата на кривите показва характерното преходно поведение на системата: първоначално рязко изменение, последвано от установяване около нова работна точка. Амплитудите и скоростта на изменение на параметрите зависят от конструктивните особености на системата, регулиращите алгоритми и свойствата на работната течност. Подобна графична интерпретация позволява да се анализират и оценят динамичните качества на системата при обемно регулиране и да се идентифицират възможности за оптимизация на управлението.



Фиг. 2.12. Примерна динамична характеристика на хидравлична система с обемно регулиране — промени в налягането, дебита и въртящия момент при зададено изменение на скоростта.

В заключение можем да кажем, че представената структурна схема и съответната ѝ математическа формализация илюстрират основните етапи на преобразуване на сигнала и взаимодействие между управляващата и силовата част в електрохидравличните следящи системи с обемно регулиране. Ясното проследяване на потока от сигнали и енергия от входното въздействие до движението на товара осигурява теоретична основа за бъдещ анализ и оптимизация.

Тъй като този вид системи са предмет на основно изследване в тази работа, в следващите раздели те ще бъдат разгледани по-подробно.

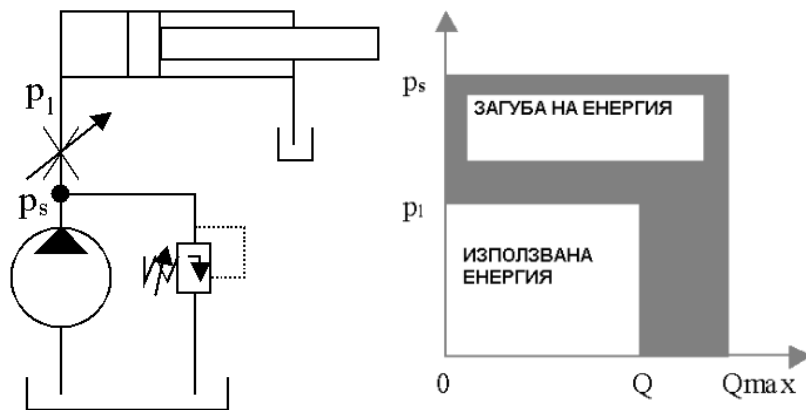
2.5 Енергийна ефективност на задвижващите електрохидравлични системи

С оглед на значението на прецизния контрол в електрохидравличните системи с обемно регулиране, настоящият раздел е посветен на анализ на възможните структурни решения за реализиране на функцията за следене и управление на позицията. В тази връзка са представени три основни конфигурации, прилагани в практиката, които се отличават по степента на адаптивност, енергийна ефективност и сложност на управлението. Сравнителният им анализ позволява да се очертаят предимствата и ограниченията на всяка от тях, което от своя страна подпомага избора на подходяща система в зависимост от конкретните изисквания на приложението.

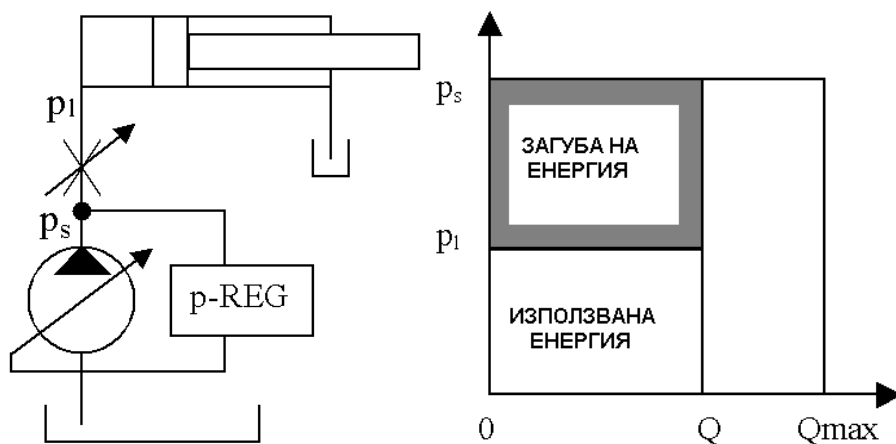
Енергията произведена от източника на налягане се характеризира с дебита и налягане на системата $P_{HP} = Q_{HP} \cdot p_s$. Енергията използвана от консуматора се характеризира по подобен начин $P_{ИЗП} = Q \cdot p_l$, разликата е загубата на енергия.

Нека разгледаме основните концепции в хидравличните задвижвания показани на фиг.2.13. Първата система (фиг.2.13.а) се характеризира с постоянен дебит. Производителността на помпата се характеризира с постоянно налягане и дебит. Ефективност е ниска, заради загубите от поддържането на постоянно налягане и дебит. Втората концепция (фиг.2.13.б) е система, която се характеризира с постоянно налягане на системата. Новия елемент в хидравличната верига е сензор за налягането. Измерената стойност от този датчик се използва за регулиране на потока и в резултат на използването на този сензор е редуцирана

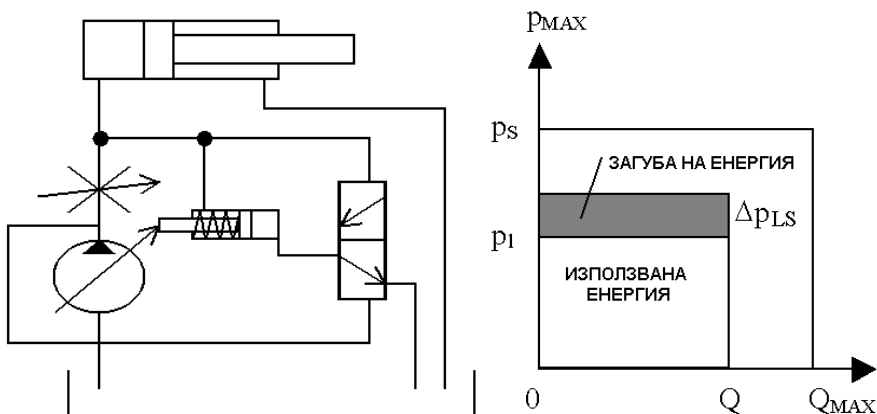
загубата от поддържането на максимален дебит в системата. Третата концепция (фиг.2.13.в) е товаро-чувствителна система. Това е най-ефективният метод. Налягането на системата е зададено като се има предвид натиска на товара. Резултатът е увеличение на коефициента на полезно действие на системата.



а) $P_{ПП} = Qs_{max}$; $P_s = Q \cdot p_l$; $P_{заг.} = Qs_{l_{max}}$; $\eta \approx 38\%$



б) $P_{ПП} = Q \cdot p_s$; $P_s = Q \cdot p_l$; $P_{заг.} = Q(p_s - p_l)$; $\eta \approx 67\%$



в) $P_{ПП} = Q \cdot (p_s + \Delta p_{LS})$; $P_s = Q \cdot p_l$; $P_{заг.} = Q \cdot \Delta p_{LS}$; $\eta > 67\%$

Фиг. 2.13. Сравнение на три основни конфигурации на хидравлични задвижващи системи по отношение на енергийната ефективност: (а) Система с постоянен дебит –

работи при постоянно налягане и дебит, което води до високи загуби при частично натоварване; (б) Система с постоянно налягане – използва регулатор на налягането за адаптиране на дебита спрямо натоварването, с умерена ефективност; (в) Товаро-чувствителна (Load-Sensing) система – адаптира налягането към натоварването, осигурявайки висока енергийна ефективност. Условни означения: Q – дебит; p_s - налягане, подавано от помпата; p_l - налягане на товара; η - коефициент на енергийна ефективност.

В класическите едромащабни хидравлични системи за задвижване обикновено не се обръща голямо внимание на енергийната ефективност на системата. Дизайнът на хидравличните серво системи има голям потенциал по отношение на енергийната ефективност, която е в по-голямата си част е била игнорирана [120, 111, 136]. В резултат на това захранващите и изпълнителните механизми могат да бъдат значително извънгабаритни. Основните причини за включване на функции за енергийна ефективност в дизайна са разходите и намаляване на размера на хидравличната система.

Използването на електро-хидравлични пропорционални и серво разпределители [19, 21, 22, 26, 30, 31, 34] спомагат за изпълнение на по-сложни закони при управлението на хидравличните системи. Чрез тяхното приложение [39, 43, 44, 48, 53, 59] управлението на хидравличните системи се съчетава с възможностите на съвременната електроника. Предимството на тази стъпка [60, 68, 73, 75, 76, 85, 88, 87, 96] е по-голямата гъвкавост в проектирането и експлоатацията на системата, както и намаляване на мощността и сложността за процеси, които изискват висока скорост или голяма мощност на изхода. В съвременните хидравлични задвижващи системи се използват основно два метода за регулиране скоростта на изпълнителния механизъм – дроселно регулиране и обемно регулиране. Устройствата създаващи обемен дебит, като вентилатори, помпи и компресори се прилагат често без регулиране на оборотите на въртене. Вместо това, дебитът се регулира с помощта на дросели, вентили или клапи.

Системите с регулиране на хидравличните помпи са предпочитани хидравлични задвижващи системи за големи мощности. Изпълнителния механизъм (мотор или цилиндър) в система с регулиране на помпата се управлява чрез регулиране на работния обем на помпата, която се задвижва от източник на постоянна скорост на въртене. Предимството на този вид системи [20, 23, 37, 38, 40] е високата ефективност поради липса на загуби в системата (от дроселиране). Като недостатък на системата е, че помпата може да управлява по един товар, въпреки че помпата може да захранва много механизми.

В най-общия случай имаме три типа вериги: верига с отворен център, верига със затворен център и система чувствителна към товара (load sensing- LS). Третият тип - LS, е компромис между веригите с отворен и затворен център. От трите основни хидравлични вериги, които са на пазара, най-простата е системата с отворен център. Тя се захранва от хидропомпа с постоянен дебит, която непрекъснато подава масло под налягане. Дебитът на помпата може да се промени единствено в зависимост от режима на двигателя. Разпределителите имат неутрална функция и отваряйки своя център, дават възможност на отработеното масло да се върне към резервоара. При този тип хидравлични системи [87, 117, 119, 137], хидравличният поток избира най-лесния път (т.е. пътя на най-малкото съпротивление) и затова понякога е трудно да се изпълняват няколко операции едновременно. Друг недостатък на отворения център е непрекъснатото движение на маслото, което води до напластяване и отлагания. Тя дава възможност да се регулира управлението на силовите (потребителските) вериги на хидравличната система. Система чувствителна към товара като междинно решение за мобилните машини с голяма мощност е много добро решение. Всъщност това е верига с отворен център със сигнал за дадено натоварване. След хидропомпата с постоянен дебит е поставен разпределител на дебита. Ако системата не е натоварена, маслото директно се връща към резервоара. Ако има необходимост от извършване на работа, тя се разпределя приоритетно. За разлика от веригата с отворен център при системата LS маслото не циркулира ненужно, а се подава само там, където има необходимост

(т.е., където има заявка за активиране на дадена функция чрез хидравликата)[13, 33, 41, 74]. За подобряване на работната характеристика на веригите с отворен център може да се използват един или повече разпределители с ограничител на дебита, което дава възможност да се съхранява по-голямо количество масло за работата на хидравличната система.

Хидросистема от типа "затворен център". Характерното за тази хидроверига е, че се захранва от помпа с променлив дебит [93, 105, 111, 118, 136]. Тук също е налице допълнителна система чувствителна към товара. При наличие на даден товар се подава съответен сигнал за необходимостта от определен дебит към активирания товар. Ако обаче в едно и също време трябва да се обслужат няколко функции с различно налягане и дебит, товарочувствителната (т.е. управляващата) верига подава команда за адаптиране на помпата към най-високата от необходимите мощности или даже към най-високата мощност на помпата. По този начин всяка хидроуправляема верига (т.е. всяка дейност или функция) получават мощност, която е равна или по-голяма от нуждите ѝ. Когато не се използва никоя функция, помпата е в режим "стенд-бай" (чакащ режим), като осигурява минимален дебит от няколко литра в минута и налягане от 20-30 bar. За разлика от веригата с отворен център маслото не се връща в резервоара, когато разпределителите са в неутрална позиция. При неутрално положение налягането във веригата се покачва и това е сигнал за спиране на дебита.

Хидроверигите със затворен център са много по-скъпи от веригите с отворен център. Трябва да се вземе под внимание, когато се изчислява необходимият дебит за работните разпределители. Например, ако една помпа на дадена мобилна машина е с капацитет 110 l/min, тя не може да достави повече от 95 l/min към работните разпределители, защото поне 15 l/min са предназначени за захранването на кормилната система към управляващите мостове на машината.

Представеният сравнителен анализ на различните конфигурации на хидравлични задвижващи системи подчертава значителните предимства на товаро-чувствителните решения при условия на променливо натоварване. Тези системи осигуряват по-висока енергийна ефективност и по-добро съответствие между подаваната и необходимата мощност.

2.6 Анализ на състоянието на съвременните изследвания в областта на задвижващите следящи електрохидравлични системи.

През последните години електрохидравличните системи са широко използвани в съвременните индустриални производства поради тяхната издръжливост, съотношението на мощност към тегло, по-добро регулиране, точност и надеждност. Електрохидравличните системи често се използват в приложения с висока производителност (управлението на волана на превозните средства, регулиране на рамото на крановата техника и роботика, регулиране на подвижните части на автомобили с висока проходимост, машини за леене на пластмаса, самолети и др.). В основата си има два начина за регулиране на дебита в електрохидравличните системи : използвайки хидравлични регулируеми помпи [84, 90, 94, 106, 112, 134, 135, 140] и използвайки пропорционални и серво-разпределители [97, 105, 112, 124, 126, 133, 141, 146, 151, 158]. В първия случай можем да използваме регулируеми помпи за управление на дебита без да дроселираме потока. Това [6] може да се постигне чрез промяна на ъгъла на апарата наклонител на помпата с променлив дебит или чрез промяна на скоростта на входа [2, 3, 4, 5] от електрическият двигател. Този тип регулиране на дебита е много ефективен, тъй като избягваме загубите от дроселиране. Въпреки това, регулирането на ъгъла на апарата наклонител (регулране на дебита на помпата) може да бъде доста сложен процес и в някои случаи може да доведе до допълнителни източници на неефективност. Алтернативната конфигурация [1] е с пропорционален клапан и нерегулируема помпа. Тази конфигурация води до пад на налягането през дроселиращите отвори което се изразява в присъща загуба на енергия. Този пад на налягането, обаче може да се използва като управляващ сигнал към разпределителя или може да бъде подаден като обратна връзка на регулатора на хидравличната помпа за подобряване на преходните процеси и намаляването на загубите на

енергия. За постигането на по-добро управление на този тип системи е необходима функцията следене на товара [78, 80, 81, 107, 159].

В началото на 90-те години системите за следене на товара намериха широко приложение в хидравличните задвижвания. Едно от многото предимства, свързани с употребата на тези системи е големият потенциал за пестене на енергия [82, 83, 86, 100, 110]. Много изследвания са направени в опит да подобрят динамиката на товаросензорните системи, като например използването на електро хидравлични системи за следене на товара [17, 18, 79]. В повечето проучвания, товарното налягане се измерва с помощта на датчик за налягане и освен това помпата е оборудвана с електро-хидравличен разпределител (компенсатор) за регулиране на дебита на помпата. Товаросензорната линия е заменена от електрическа линия включваща датчик за налягане, електрически контролер, филтър и регулируема помпа. С тази товаросензорна линия могат се разработват различни стратегии за управление които могат да бъдат приложени на практика [114, 125, 128, 129]. С помощта на електронен филтър и контролер, всяко колебание в сигнала ще бъде смекчено, като по този начин е възможно да се изработи товаросензорна система, която е стабилна, и все още да демонстрира бърза реакция.

Разработени са редица модели на аксиално-бутални помпи. Разработен е математически модел на регулируема аксиално-бутална помпа където са изследвани динамичните процеси в регулиращия цилиндър [35]. Комбинацията от регулиране на дебита и схема за превключване на помпата позволява да се намали общият брой на помпите, необходими за тези мулти актуаторни машини като например екскаваторите. Представената идея като стратегия за управление на превключване на помпата представлява възможност за бъдещи изследвания в области като надеждност на машините и повишаване на енергийната ефективност чрез намаляване на паразитните загуби.

Както се вижда от много други [42, 47, 54, 55, 56, 57], изпомпващият въртящ момент е съставен от въртящият момент, който се прилага от всички отделни помпени бутала. Задачата за определяне на този общ въртящ момент е опростена с разглеждането на едно бутало. След като поведението на един бутален момент е изяснен, това се превръща в сумиране на ефекта от всички тези бутала, подредени по подходящ начин чрез своите ротации.

Въз основа на резултати получени [139] от експерименти и компютърни симулации, можем да направим следните по-важни изводи:

- Характеристиките на устойчивост на товаро-чувствителна система са критично повлияни от ефектите на положителна обратна връзка на товаро-чувствителния механизъм и механичния резонанс между динамиката на товара и динамиката на помпата. Системата има тенденция да бъде нестабилна именно поради тези ефекти.
- С увеличаване на скоростта на отваряне в серворазпределителя и създаването на налягане в компенсаторната помпа се повишава ефекта от положителната обратна връзка което дестабилизира системата.
- Инерционния товарен момент, обемите и дебита на мотора са тясно свързани с явлението резонанс. Когато тези параметри се избират в близост до резонансната зона, системата може да бъде нестабилна. Тези резултати може да бъде добра насока за оценка на изпълнението на товаро-чувствителната хидравлична система, както и полезна информация за дизайна на контролера.

Регулиращите клапани/разпределители или регулират дебита който преминава през тях, или променят посоката на дебита, или извършват действие в зависимост от увеличението (или намаляването) на системното налягане (т.е. управление на налягането). Пропорционалните разпределители предлагат различни предимства пред серворазпределителите. Пропорционалните са много по-евтини. Те са по-подходящи за промишлени среди, тъй като са по-малко податливи на неизправност поради замърсяване. Освен това, тъй като пропорционалните разпределители не съдържат чувствителни, прецизни компоненти, те са по-лесни за работа и обслужване. Тези предимства обаче се компенсират от техните нелинейни характеристики на реакция.

Високопроизводителните пропорционални разпределители, наричани още серво-соленоидни клапани, могат да се използват днес в приложения със затворен контур, които преди са били възможни само със сервоклапани. Движението на плунжера на клапана се регулира в затворен контур със специален хардуерен контролер, който повишава честотната характеристика на клапана и свежда до минимум някои нелинейни ефекти. Благодарение на по-ниските изисквания за разходи и поддръжка, както и на по-високата производителност, те могат да се конкурират със сервоклапани в голям брой приложения.

Съществуват пет категории на регулиране. Първата категория е най-разпространеният електромагнитен разпределител (т.е. клапан за включване / изключване). Всеки от тях има прост вграден електрически задвижващ механизъм за отваряне и затваряне на прохода на разпределителя. Дебита и последващото увеличаване на налягането са добре дефинирани от размера и естеството на разпределителя и другите елементи на веригата, но разпределителя няма променлив дебит. Изследванията показват, че точното позициониране на хидравличен механизъм може да се осъществи с използването на няколко "on/off" разпределителя. Всеки един от разпределителите е с ниска консумация на енергия. Сравнени, загубите от дроселиране свързани с традиционните съпротивления на пропорционалното регулиране са намалени с използването на няколко разпределителя.

Налягането на захранването обикновено е зададено около постоянна стойност чрез предпазен клапан. По този начин загубата на енергия в такава система е огромна. Това изследване [122] въвежда нова енергоспестяваща водна хидравлична бутална цилиндрична система в машина за нарязване на месо, която използва разпределител за управление на потока за да регулира налягането в камерата за високо налягане на цилиндъра и 3 вентила за включване / изключване главно за регулиране на работната посока на буталния прът. Тази система довежда захранващото налягане почти равно на натоварването. В резултат на това потреблението на енергия намалява много, намалението е приблизително с 50%.

В [44] са сравнени позиционираща система с два трипътни и четири двупътни разпределителя за управление на хидравличен цилиндър. С регулаторите се минимизира зависимостта от системната реакция на характеристиките на работа на "on/off" разпределителите.

Втората категория е пропорционалният електромагнитен разпределител (т.е. пропорционален клапан). По принцип положението на плунжера на разпределителя е направено да се променя директно в отговор на електрически ток, подаден към соленоида, който го задвижва. Някои системи са по-сложни и могат да регулират дебита или налягането под управлението на входен електрически сигнал.

Третата категория е серво разпределителя. Той е предназначен предимно за управление с обратна връзка [49]. Той предхожда пропорционалните соленоидни разпределители.

Четвъртата категория [95, 97, 104] е бързият изключващ електромагнитен клапан (т.е. бързо превключващ клапан). Той модулира потока, като бързо отваря и затваря прохода на клапана, като редува преминаването и блокирането на потока. Разликата в продължителността на времето на разстояние и извън времето установява среден поток (или нарастване на налягането) на всяко желано количество. Някои инженери предпочитат термина „клапан с модулация на импулсната ширина (PWM)“, вместо „клапан за бързо изключване“, тъй като по принцип паралелите на работата са импулсно-широчинната модулация на високоскоростни, соленоидни електронни превключватели, но при много по-бавна скорост на цикъла.

Петата категория е стъпково-модулационен клапан, при който микропроцесорното управление изпраща дискретни сигнални импулси към стъпковия двигател, който от своя страна позиционира плунжера.

Вместо промяна работния обем на помпата можем да използваме честотен инвертор за промяна честотата на въртене на ел.двигател. В този случай скоростта на потока е почти пропорционална на честотния преобразувател. Тъй като инерцията на асинхронния двигател е голяма, заради което не може да реагира бързо на входните изисквания, помпата не може да

предостави искания дебит по време на преходния процес. За да се реши този проблем се използва акумулатор за да се осигури допълнително налягане в системата по време на преходното състояние. [52] Колектив от изследователи разработва нова система за икономия на енергия наречена “super unit” която се състои от високо ефективен мотор, ниско инерционна помпа и инвертор. В сравнение с конвенционалните хидравлични помпи задвижвани от постоянно-скоростен индукционен мотор, новата система е задвижвана от високоефективен променливо-скоростен синхронен мотор IPMSM (Interior Permanent Magnet Synchronous Motor) с функция за спестяване на енергията с 40 %. С помощта на функцията за управление на обратната връзка за налягане и софтуера за управление на скоростта на контролера, налягането и дебита са прецизно регулирани в съответствие с команда от контролера на формовъчната машина.

Регулирането на помпи, двигатели и клапани се провеждат днес най-вече с електрически сигнали, които са допринесли за високата ефективност [29, 32, 36, 45, 50, 51, 58] на цифровите системи за управление. Тези разработки [25, 27, 28, 103, 108, 143, 149, 157, 161] са осигурили на хидравличната система значително да увеличи гъвкавостта и да доведе до уникални системни решения. Все пак има сравнително няколко практически приложения, които успяха радикално да намаляват загубите и по този начин минимизират потреблението на енергия. Оптималното намаляване на енергията изисква всички загуби, дебит, налягане и механични загуби са сведени до минимум. Ако за акумулиране на енергия се използват акумулатори и възстановяването трябва да бъде и топлинните загуби на акумулатора взети предвид. Предпоставка за постигане на а потенциалното минимизиране на загубите е, че концепцията на системата и изборът на компоненти е подходящ за задачата. За да се сведе до минимум консумацията на енергия на хидравличната система се изисква проучване на ефективността на различните компоненти в хидравличните системи и реализация на системната концепция [130, 131, 138, 142, 144, 147, 153, 154, 155, 156, 160].

Хидравличните системи в тежкотоварните превозни средства [24] и машини се състоят почти изключително от системи с управление на дросели/разпределители. Съществено предимство е, че може да се използва една помпа за едновременно работа на множество товари. Основният недостатък са значителните загуби от дроселиране в разпределителя, особено с големи разлики в налягането при натоварване.

Направеното литературно проучване показва, че изменението на скоростта е най-ефективното решение по отношение на консумацията на енергия [62, 63, 66, 67, 71]. Чрез намаляване на скоростта на помпата, дебита може да бъде настроена така, че да отговаря точно на нуждите на процеса. Отклоненията и допустимите граници, добавени по време на фазата на проектиране, могат да бъдат редуцирани. Два фактора ограничават обхвата на скоростта. За да се гарантира устойчивостта на уплътнението на вала, е необходимо работния цикъл да се провежда при непрекъснато хидродинамично триене. Поради това повечето производители ограничават постоянната работна скорост до минимум 50% от номиналната скорост.

Използването на инвертори за регулирането на помпи е доста модерно, но въпреки това може да бъде тромаво. Съвременните инвертори са създадени със стотици настройки, които им позволяват да задвижват ескалатори, каменни мелници или хидравлични помпи с подходяща стратегия за управление. За да се възползват от всички функции, операторът на хидравличната инсталация трябва да бъде добре запознат с VFD (Variable frequency drives- задвижвания с променлива честота) параметризацията. Във всеки случай това отнема много време и може да изисква някакъв опит и появата на грешки.

2.7 Основни принципи на работа на електрохидравличните системи.

След като в предходните раздели на тази глава бяха разгледани както структурните, така и математическите аспекти на електрохидравличните следящи системи с обемно регулиране, настоящата подточка се фокусира върху основните принципи на тяхното функциониране. Вниманието е насочено към начина, по който електрическата енергия се преобразува в

хидравлична и впоследствие в механична, както и към ролята на отделните компоненти в този процес.

Основният принцип на работа на електрохидравличната следяща система с обемно регулиране се основава на преобразуване на електрически сигнал в пропорционално хидравлично въздействие, което от своя страна управлява движението на товар. Тази трансформация се реализира чрез последователно взаимодействие между управляващата и силовата част на системата, като се осъществява верига от физични преобразувания – електрическо → механично → хидравлично → механично.

Управляващото електрическо напрежение, подадено към електрическия усилвател, предизвиква ток, който се преобразува от електромеханичен преобразувател – най-често асинхронен двигател – в механично движение. Това движение се предава към регулиращия елемент на хидравличната помпа (например наклонен диск), което води до промяна на нейния обемен дебит. Създаденият хидравличен дебит постъпва към изпълнителния хидродвигател, където отново се трансформира в механично движение, което задвижва товара.

Чрез измерване на изходната величина (положение, скорост или сила), системата генерира сигнал за обратна връзка, който коригира управляващия сигнал и поддържа точното следване на зададената стойност. По този начин се реализира непрекъснато автоматично регулиране, което осигурява висока точност и стабилност при променливи външни условия или натоварвания.

Основните елементи на електрохидравличната следяща система включват:

1. Асинхронен двигател: Служи като основен задвижващ механизъм, чиято скорост се контролира от честотен преобразувател.
2. Хидравлична помпа: Преобразува механичната енергия от двигателя в хидравлична енергия, създавайки налягане за задвижване на хидравличните механизми.
3. Хидравличен двигател: Консумира хидравличната енергия и я преобразува обратно в механична енергия за извършване на работа.
4. Сензори и контролери: Осигуряват обратна връзка за основни параметри (скорост, налягане, въртящ момент), което позволява адаптивно управление и поддържане на стабилност.

Благодарение на този интегриран подход, системата съчетава предимствата на електрическото управление с високата мощност и бързодействие на хидравличното задвижване, което я прави изключително ефективна при автоматизирано управление на движение в индустриални условия.

Основните принципи на управление могат да бъдат сведени до следното:

- Честотно управление: Регулира скоростта на асинхронния двигател чрез промяна на честотата на подаваното напрежение, което позволява плавно регулиране на скоростта и дебита.
- Обратна връзка: Данните от тахогенераторите и сензорите за налягане се използват за сравнение с предварително зададени стойности, което осигурява точност и стабилност на системата.
- Енергийна ефективност: Чрез адаптиране на скоростта към натоварването, системата намалява съществено загубите и оптимизира разхода на енергия.

Основните предимства на тези системи са:

- Висока точност на управление.
- Способност за адаптация към променливи натоварвания.
- Намалени енергийни разходи.
- Дълъг експлоатационен живот на компонентите.

Така представеният принцип на действие демонстрира взаимовръзката между отделните компоненти в системата и подчертава значението на съгласуваното взаимодействие между електрическите, хидравличните и механичните звена. Разбирането на тази последователност от преобразувания е изключително важно за правилната диагностика, проектиране и оптимизация на електрохидравличните системи с обемно регулиране, които ще бъдат разгледани в по-голяма дълбочина в следващите раздели.

2.8 Анализ на характеристиките на честотното управление на асинхронни двигатели

Честотното управление на асинхронни двигатели е метод, който регулира скоростта на двигателя чрез промяна на честотата и напрежението на подавания ток. Тази техника позволява плавно управление на скоростта, както под, така и над синхронната, без да се променят механичните характеристики на двигателя. Основните предимства включват енергийна ефективност, удължен живот на оборудването и висока прецизност при управление на въртящия момент. Честотните инвертори, използвани за тази цел, намират широко приложение в индустрията, особено в машини с променливи натоварвания.

Непрекъснато нарастващите разходи за енергия, съчетано с висока производителност, налага хидравличните системи да бъдат все по-ефективни и с добри динамични характеристики и точност в установен режим.

Регулирането на дебита на помпи и вентилатори чрез трифазни асинхронни мотори и честотни преобразуватели е алтернативното решение, което икономисва енергия, съответно-пари. При намаляване на дебита чрез редуциране на оборотите се пести енергия.

Като стратегия за управление векторното управление осигурява решение за регулиране на скоростта на асинхронните машини чрез регулиране на фазовия ток, дори и да се увеличи значително тежестта за изчисляване на процесора, когато се изпълняват контролните алгоритми. Голяма заслуга на векторното управление е, че може да отпадне зависимостта на скоростта от честотата на електрическата мрежа и да направи възможно да се достигне желаната скорост в безопасни граници.

Ако сравним векторното управление с регулирането на постояннотоковите двигатели, можем да открием доста прилики между тях (таблица 2.1.).

Таблица 2.1. Сравнение на векторно управление с ШИМ регулиране.

Постояннотокови двигатели	Асинхронни двигатели
$M = k\psi I_a$	$M = k\psi_{rd} I_{sq}$
$\psi(s) = U_m(s) \frac{t}{1 + st}$	$ \overline{\psi_r} (s) = \psi_{rd}(s) = \frac{L_m}{1 + st} I_{sd}(s)$

Статорния ток I_{sq} на асинхронните двигатели съответства на котвения ток I_a на постояннотоковите двигатели. Въпреки това, от гледна точка на динамиката I_{sd} , в асинхронните машини съответства на напрежението U_m в постояннотокови машини. Регулирането на статорния ток се постига чрез управление на напрежението на статора. Следователно ние

можем да кажем, че векторното управление е концептуално същото като управлението на постояннотокови машини.

Честотният преобразувател изменя не само честотата, но и приложеното към мотора напрежение. По този начин се осигурява необходимият момент на вала на двигателя, без да се стига до прегряване. Изходната честота не зависи от честотата на мрежата и може да бъде както по-голяма, така и по-малка от нея, т. е. скоростта на двигателя може да се регулира както под синхронната, така и над синхронната. Честотата и напрежението не са ограничени и асинхронният мотор може да се пуска и ускорява от неподвижно състояние.

Основни предимства на това регулиране са: значителни възможности за енергоспестяване; удължен живот на механичното оборудване; намаляване на пусковия ток; по-висок пусков момент; възможността за регулиране на скоростта на двигателя под и над синхронната стойност. Повечето от съществуващите помпени системи (от порядъка на 70%) са преоразмерени от проектантите поне с 20%. Това разкрива отлични възможности за модернизация с честотни инвертори, за да се изравни възможно най-точно дебитът на помпите с действителните нужди в системата. В такива случаи е много важно да се съгласуват електрическите характеристики на двигателя и инвертора.

Асинхронните трифазни двигатели имат широко приложение в индустрията поради простото си устройство, изключително висока надеждност и ниска цена. Скоростта на асинхронният трифазен двигател се определя от два фактора: честотата на тока и броя на полюсите.

При стандартните електрозадвижвания честотата е постоянна величина (около 50 Hz), а веднъж избрана, конструкцията на електродвигателя е неизменна, което води до инвариантна скорост на двигателя [5]. Има създадени и двигатели с два комплекта намотки, при които скоростите могат да са четири, но те са неизменни и не позволяват плавно регулиране. В индустрията обаче често се налага плавно регулиране на оборотите на двигателите. Областите, в които това е необходимо, са изключително големи: при металорежещите и металообработващите машини, в подемно-транспортното задвижване, при компресори, помпи, вентилатори, поточни линии и др. За да се осъществи плавно регулиране на оборотите на асинхронния електродвигател, е необходим честотен инвертор. Това е устройство, което преобразува неизменното подадено напрежение и честота на главното захранване в изменящи се напрежение и честота. Монтира се между захранването и двигателя и позволява един обикновен стандартен двигател да се превърне в гъвкава моделируема система с променливоскоростно задвижване.

Не са за пренебрегване и допълнителните ползи от използването на честотен инвертор в системата. Те са много и разнообразни. Като се започне от това, че може да се стартира двигателя плавно без нарастване на пусковия ток; осъществяване на високоефективно динамично спиране; повишаване на $\cos\phi$ без използването на кондензатори; съществено понижаване на енергийните разходи при двигатели с променлив режим на натоварване имаме пълно управление на работата на електродвигателя-напрежение, ток, скорост на вала, въртящ момент, време за развъртане, време за спиране и т.н. Благодарение на плавния режим на работа се повишава експлоатационния живот на всеки компонент на електрооборудването и накрая стигаме до възможност за защита от претоварване.

2.9 Принципна схема на честотния инвертор.

Честотният инвертор [5] се състои от три основни части: изправител, който преобразува захранващото променливо напрежение чрез диодни модули в пулсиращо постоянно напрежение; постояннотокови филтри, които се състоят от филтриращи дросели, кондензатори и други видове филтри, и транзисторен инвертор, който преобразува постоянното напрежение в ШИМ (широчинно-импулсно-модулирано) променливо напрежение. Освен гореизброените силови компоненти честотния инвертор има и система за управление, изпълнена чрез

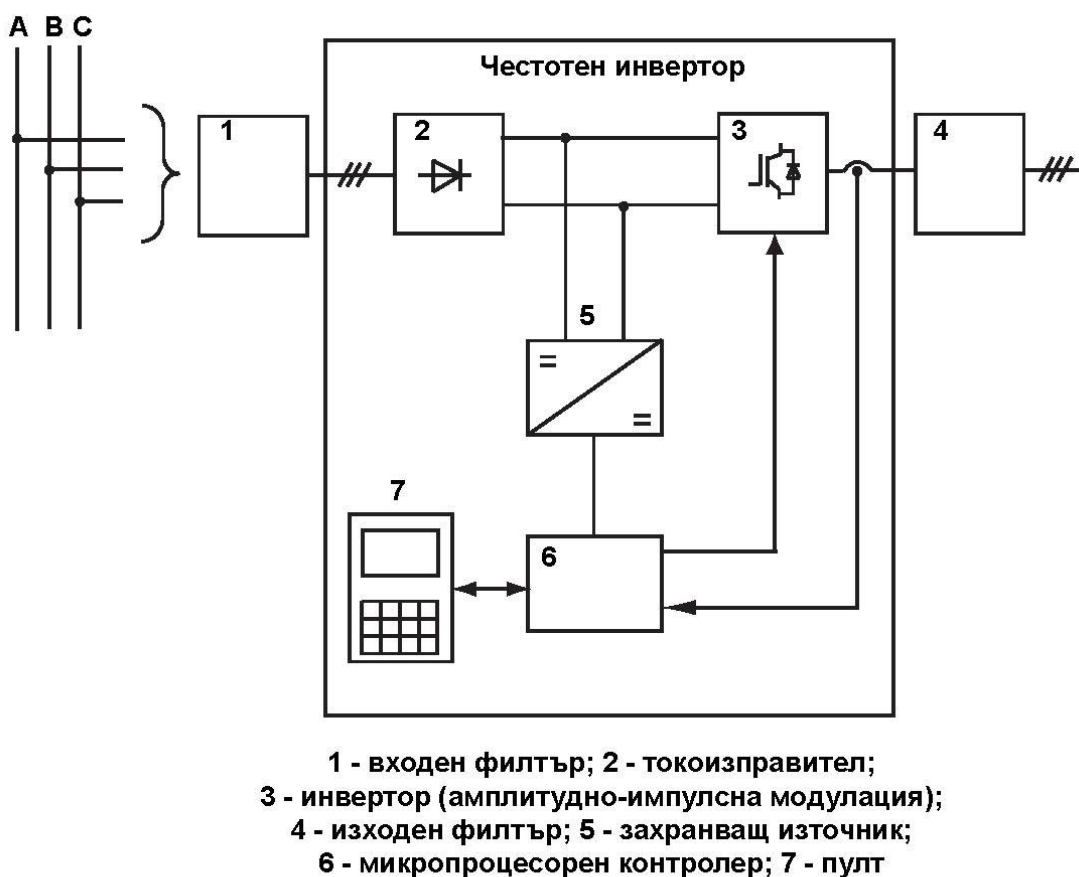
програмируем микропроцесорен контролер, който също така осигурява синусоидалната форма на тока (фиг.2.14.)

Честотните инвертори биват скаларни и векторни в зависимост от начина на управление на електродвигателя. Начинът на изчисление на стойността на напрежението определя вида инвертор. При скаларните честотни инвертори напрежението е функция от честотата, която се калкулира като линейна интерполация по няколко опорни точки. Ползвателят на честотния инвертор има възможност да определя стойността на тези точки.

Скаларът е величина, чиято стойност може да се изрази с едно число. Тъй като променяме една единствена величина, наричаме тези инвертори скаларни. При векторните честотни инвертори ползвателят трябва предварително да зададе електрическите параметри на управлявания електродвигател. Стойността на напрежението се определя чрез моделиране на преходните процеси в асинхронния двигател.

Векторният инвертор изисква от потребителя по-задълбочени познания по теория на електрозадвижванията. Част от съвременни инвертори имат някои предварително зададени параметрите за настройка (макроси), което облекчава настройката им. При скаларния инвертор също има добро качество за регулиране на оборотите на двигателя дори когато просто се използват заводските настройки.

Честотните инвертори могат да се използват както за трифазни, така и за еднофазни асинхронни двигатели. Наред с безспорните ползи от съвместната работа на честотните инвертори с асинхронни двигатели се наблюдават и някои проблеми, които трябва да се имат предвид при използването им.



- 1 - входен филтър; 2 - токоизправител;
3 - инвертор (амплитудно-импулсна модулация);
4 - изходен филтър; 5 - захранващ източник;
6 - микропроцесорен контролер; 7 - пулт

Фиг.2.14. Принципна схема на честотен инвертор

Най-чести проблеми при използване на честотен инвертор са[3]:

- Наличие на висши хармоници на изхода на честотния инвертор.

Хармоничните изкривявания повишават загубите в стоманата и електрическите загуби в намотките на двигателя. Наличната радиочестотна интерференция може да се разпространи както по кабелите, така и по въздуха. Поради това че кабелите между честотния преобразувател и двигателя са изключително мощен източник на потенциална интерференция, силовите и сигналните кабели могат да работят като трансмисионни антени. Това е недопустимо според директивите за електромагнитна съвместимост, приети от Европейския съюз.

Стандартът IEC 61800-3:2004 определя изискванията, на които трябва да отговарят задвижванията по отношение на хармоничните изкривявания, за да бъдат сертифицирани в Европейския съюз.

За да се избегнат тези проблеми, могат да се вземат следните мерки: да се монтира оборудването в затворено и правилно заземено метално електроразпределително табло; да се постави филтър за потискане на радиочестотната интерференция на захранването; да се ползват екранирани кабели, по възможност с метална оплетка на всяко жило; да се монтират далеч едни от други кабели склонни към интерференция и захранващите кабели.

- Пикови удари на напрежението върху клемите на електродвигателя. На изхода на инверторите с широчинно-импулсна-модулация се получава напрежение с висока носеща честота (до 20kHz). Когато разстоянието между честотния инвертор и двигателя е по-дълго от 20 метра, в кабела протича вълна със стръмен фронт, чиято импулсна форма може да създаде амплитуда на първия хармоник, превишаваща значително номиналното напрежение, за което клемите на двигателя са проектирани.

Този пик уврежда изолацията на кабела; води до преждевременно стареене на клемите; повишава вибрациите на вала на двигателя; увеличава нагряването на намотките и намалява въртящия момент на двигателя с до 5%. Лабораторните изследвания показват, че първите няколко навивки на намотката поемат напрежение, достигащо до 1.4kV, като градиентът на увеличение du/dt е толкова голям, че надвишава диелектричната якост на изолацията и има опасност от пробив.

За да се избегне този проблем, трябва да се осигури сравнително малко разстояние между честотния преобразувател и управлявания от него двигател.

- Прегряване на асинхронния двигател при ниски скорости на въртене.

Както знаем честотния инвертор ни позволява да въртим АД с практически всяка скорост. Стандартният асинхронен двигател е проектиран, така че въртенето на ротора върти охлаждащите лопатки, аксиално разположени на него. Когато обаче чрез ЧИ намалим скоростта на двигателя под 50% за продължителен период от време, трябва да имаме предвид, че това води до влошено охлаждане и съответно прегряване на АД.

- Електроерозия на лагерите.

ЧИ с бързодействащи биполярни транзистори с изолиран гейт (insulated gate bi-polar transistor IGBT) води до много висока скорост на нарастване на напрежението на импулсите от порядъка на $du/dt > 10kV/s$. Това води до силно несиметрична магнитна система, при която възниква напрежение на вала на АД. В следствие на това протичат високочестотни пулсиращи токове през лагерите на двигателя и затварят веригата през заземяния корпус, като по този начин влошават качеството на маслото и предизвикват искрене в лагерите, което от своя страна образува каверни и повишава нивото на вибрации.

Този проблем е най-ясно изразен при достигане чрез ЧИ до честоти, превишаващи синхронната. Ако все пак се налага такъв режим на работа, трябва да се предвидят по-износоустойчиви и бързоходни лагери, които е добре да бъдат изолирани електрически от АД и да имат автономно охлаждане.

- Вибрации на двигателя.

Високочестотните хармоници създават магнитострикция в шихтования магнитопровод. Освен това предизвикват индукция на висши хармоници на електродвижещото напрежение в

роторната намотка, които си взаимодействат с основния магнитен поток и създават паразитен допълнителен механичен момент на вала. Това води до повишен шум и вибрации на ротора. За да се избегне този проблем, се поставят специални филтриращи устройства.

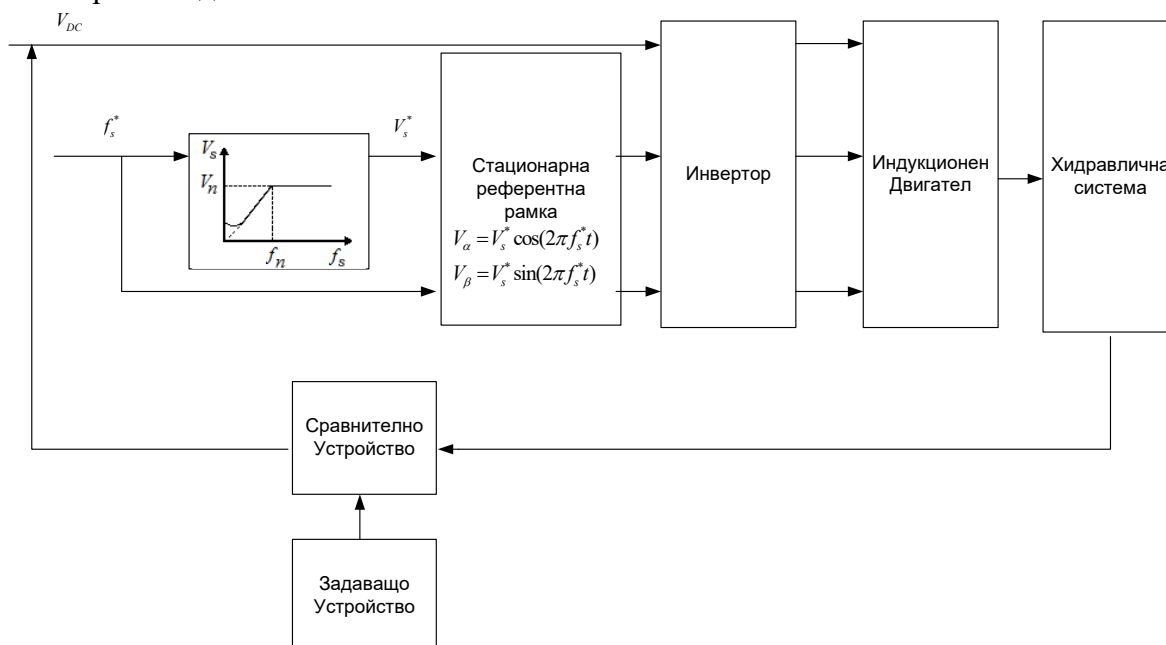
Допълнителни защитни средства за преодоляване на проблемите при регулируемите асинхронни задвижвания с използване на честотен инвертор:

- Монтиране на външни филтри, дросели, които ограничават високочестотните съставки до стандартни величини, което увеличава живота на двигателя.
- Използване на асинхронен двигател с по-висок клас изолация.
- Използване на лагери с диелектрично покритие и изолиран външен и вътрешен пръстен и керамични търкалящи се части.
- Използване на независимо охлаждане при задвижвания с ниски скорости на въртене на вала.
- Поставяне на термисторни защиты против прегряване на статорната намотка.
- Използване на екраниран кабел с минимална дължина. По този начин се избягва ефектът на вълнови пренапрежения на клемите на двигателя. Най- добрият вариант е, когато инверторът и двигателят са с общ корпус.
- Монтиране на вала на енкодери за обратна връзка, носещи информация за фазовия ъгъл на ротора и скоростта на въртене. Енкодерите управляват двигателя по скорост, положение на вала, въртящ момент и др.

От казаното дотук става ясно колко полезни могат да бъдат честотните инвертори, когато се използват компетентно от професионалисти в регулируемите електрозадвижвания.

На (фиг.2.15) е показана блок схема на честотно управление на асинхронен двигател. При използвания векторен честотен инвертор напрежението е функция от честотата, която се изчислява като линейна интерполация по няколко опорни точки. В инвертора предварително се задават електрическите параметри на управлявания електродвигател.

Стойността на напрежението се определя чрез моделиране на преходните процеси в асинхронния двигател.



Фиг. 2.15 Блок схема на честотно управление на асинхронен двигател[95, 96, 97].

Големината на напрежението (V_s^*) на статора се изчислява въз основа на референтната честота (f_s^*):

$$V_s^* = \left(\frac{V_n - V_{min}}{f_n - f_{min}} f_s^* \right) \quad (2.32)$$

където:

V_n - номиналното напрежение, V

V_{min} - минимално напрежение, V

f_n - номиналната електрическа честота, Hz

f_{min} - минималната честота. Hz

Компонентите на напрежението в стационарната референтна рамка се получават чрез обратната трансформация на Кларк и са равни на:

$$V_\alpha = V_s^* \cos(2\pi f_s^* t) \quad (2.33)$$

и

$$V_\beta = V_s^* \sin(2\pi f_s^* t) \quad (2.34)$$

Този тип управление се използва в приложения, където въртящият момент е постоянен за дълги интервали от време и е лесен за изпълнение.

Целта е да се постигне икономия на енергия, като с помощта на честотния инвертор и задаващото устройство се задават необходимите настройки на работа на хидравличната система в зависимост от товара. При този начин на управление хидравличната система ще работи на максимална мощност само когато има необходимост от това. През останалото време ще бъде в режим на готовност.

2.10 Анализ на основните проблеми

Основните проблеми при електрохидравличните системи са свързани с постигането на висока енергийна ефективност, динамична устойчивост и стабилност на управлението. Променливите натоварвания често водят до загуби на енергия и затруднения при поддържане на оптимална скорост и налягане. Нелинейността на хидравличните компоненти и наличието на шум в измерванията допълнително усложняват управлението, което може да доведе до колебания в системата и намалена производителност. За да се преодолеят тези предизвикателства, е необходимо използването на адаптивни методи и усъвършенствани алгоритми за управление.

Електрохидравличните системи съчетават електронно управление с хидравлична мощност, което ги прави незаменими в съвременната индустрия. Въпреки това, редица технически предизвикателства могат да компрометират тяхната ефективност и надеждност.

Управлението и регулирането на електрохидравличните системи представляват специфични предизвикателства, свързани с необходимостта от прецизен контрол, стабилност и ефективност. Някои от основните проблеми и предизвикателства в тази област са:

- Прецизен контрол:

Постигането на високопрецизен контрол върху движението и силата в електрохидравличните системи е критично важно. Малки отклонения могат да доведат до значителни грешки в крайния резултат. Това изисква използването на усъвършенствани контролни алгоритми и сензорни технологии.

- Стабилност на системата:

Стабилността на електрохидравличните системи е ключов фактор за тяхната надеждност. Нестабилностите могат да доведат до колебания, вибрации и дори до механични повреди. Дизайнът на контролерите трябва да гарантира стабилна работа във всички режими на експлоатация.

- Динамична реакция:

Бързата и точна динамична реакция на системата е важна за много приложения. Забавянето в реакцията може да доведе до неефективност и потенциални рискове за безопасността. Контролерите трябва да бъдат проектирани така, че да минимизират времето за реакция.

- Нелинейност и променливост:

Хидравличните системи са нелинейни и техните характеристики могат да се променят с времето и условията на работа. Това усложнява процеса на управление и изисква адаптивни контролни стратегии.

- Шум и смущения:

Системата може да бъде податлива на външни смущения и шумове, които могат да повлияят на точността на измерванията и контрола. Филтрирането и обработката на сигналите са важни за минимизиране на тези влияния.

- Температурни вариации:

Температурата на работната течност може да варира значително, което влияе на вискозитета и други свойства на течността. Това може да доведе до промени в динамичните характеристики на системата и изисква компенсиращи механизми.

- Износване и деградация на компонентите:

С течение на времето компонентите на системата могат да се износват или деградират, което води до промени в техните характеристики. Редовната поддръжка и мониторинг са необходими за поддържане на оптималната работа на системата.

- Сигурност и безопасност:

Надеждният контрол и управление на електрохидравличните системи са критични за безопасността на операторите и оборудването. Системите трябва да бъдат проектирани така, че да предотвратят аварии и да реагират бързо на неочаквани ситуации.

- Оптимизация на енергийната ефективност:

Енергийната ефективност е важен аспект при управлението на електрохидравличните системи. Оптимизацията на контролните стратегии може да помогне за намаляване на енергийните загуби и увеличаване на ефективността.

- Интеграция с други системи:

Често електрохидравличните системи трябва да бъдат интегрирани с други автоматизирани системи и устройства. Това изисква стандартизирани комуникационни протоколи и интерфейси, както и координация между различните компоненти.

Решаването на тези предизвикателства изисква мултидисциплинарен подход, включващ експертиза в областите на електрониката, хидравликата, контролните системи и компютърните науки. Съвременните технологии и методи за моделиране и симулация също играят важна роля в оптимизацията на управлението и регулирането на електрохидравличните системи.

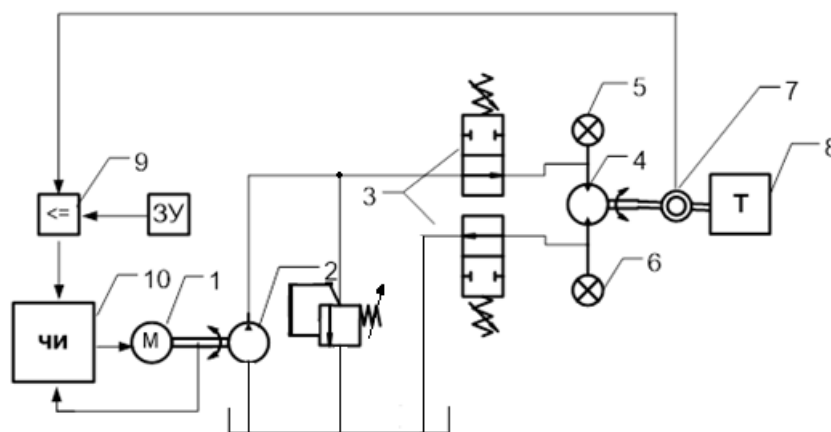
ГЛАВА 3

МАТЕМАТИЧНО МОДЕЛИРАНЕ НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНАТА СИСТЕМА

Тази глава представя математичен подход за описване на динамиката на електрохидравличната система с честотно управление. Чрез формулиране на уравнения за движение на вала на хидравличния двигател, връзката между налягането, дебита и въртящия момент, както и взаимодействието между електрическите и хидравличните компоненти, се създава цялостен модел на системата. Включени са нелинейни ефекти, загуби и утечки, които влияят върху поведението на системата. Разработените модели служат като основа за симулации и интеграция на адаптивни методи, като филтъра на Калман, с цел оптимизация и подобряване на стабилността и ефективността.

3.1 Моделиране на динамичните процеси в затворена автоматична система.

3.1.1 Математичен модел на хидравличната част от системата.



Фиг. 3.1. Принципна схема на електрохидравлична задвижваща система с честотно управление.

На фиг. 3.1. е показана принципната схема на електрохидравлична система с регулиране на скоростта на индукционен двигател чрез пространствено-векторна модулация (SVM) и обратна връзка от изпълнителния хидромотор, състояща се от: 1 – индукционен двигател, 2 – захранваща помпа с постоянен дебит, 3 – ON/OFF клапани, 4 – хидромотор, 5 и 6 – датчици за налягане, 7 – тахогенератор 8 – товар, 9 – блок за настройка и 10 – честотен инвертор.

Регулирането на скоростта на индукционния електродвигател се извършва от честотния преобразувател; обратната връзка, получена от тахогенератора, свързан към вала на хидромотора, се използва за сравнение със зададена потребителска стойност в блока за настройка.

Динамиката на електрохидравличната затворена автоматична система (фиг. 3.1.) се описва със следните уравнения:

- **Уравнение на агрегата електродвигател - захранваща помпа.**

$$J \frac{d\omega_p}{dt} = M_d - M_{ideal} \quad (3.1)$$

където:

$M_d = k_d \frac{IU}{\omega_p}$ - двигателен момент развиван от електродвигателя;

$M_{ideal} = \frac{q_p}{2\pi} p_p$, - теоретичен съпротивителен момент на захранващата помпа.

- **Уравнение на дебита на помпата:**

$$Q_{ideal} = \eta_{v,p} \frac{q_p}{2\pi} \omega_p \quad (3.2)$$

където:

q_p - работен обем на помпата; ω_p - честота на въртене на вала на помпата.

Понеже теоретичния модел не дава точна представа за процесите заради обемните загуби и загубите от триене, в настоящата работа се използва уравнения които отчитат хидравличните и механични загуби както следва:

$$Q = Q_{ideal} + Q_{Leak} \quad (3.3)$$

където:

Q - дебит на помпата, Q_{ideal} - теоретичен дебит, Q_{Leak} - дебит на вътрешни утечки.

Задвижващият момент, необходим за захранване на помпата е:

$$M = M_{ideal} + M_{Friction} \quad (3.4)$$

където:

M - действителен въртящ момент, M_{ideal} - теоретичен въртящ момент, $M_{Friction}$ - момент на триене.

Дебита на вътрешните утечки и момента на триене съответно са:

$$Q_{Leak} = K_{HP} \Delta p, \quad (3.5)$$

$$M_{Friction} = (M_0 + K_{TP} |\Delta p|) \tanh\left(\frac{4\omega}{\omega_{Threshold}}\right) \quad (3.6)$$

където:

$$k_{HP} = \frac{\frac{q_p}{2\pi} \omega_{nom} (1 - \eta_v) v_{nom} \rho_{nom}}{p_{nom}},$$

$$\eta_{mech} = \eta_{total} / \eta_v$$

K_{HP} - коефициент Hagen-Poiseuille ; K_{TP} - посочената стойност на блоковия параметър на коефициента на усилване на въртящия момент и на налягането, $\omega_{Threshold}$ - праговата ъглова скорост, M_0 - зададената стойност на параметъра на блока на въртящия момент без натоварване.

- **Уравнението на сервопределителя** включва следните зависимости [49]:

Уравнение на дебитите през сервопределителя:

$$Q_1 = \mu_1 \pi d x \sqrt{\frac{2(p_p - p_1)}{\rho}} \quad (3.7)$$

$$Q_2 = \mu_2 \pi d x \sqrt{\frac{2(p_2 - p_R)}{\rho}} \quad (3.8)$$

където: μ_1, μ_2 - коефициенти на дебит; d - диаметър на плунжера; ρ - плътност на работния флуид; x - преместване на плунжера; p_1, p_2 - налягания в камерите на хидромотора.

Уравнение на завъртането преградата на сервоклапана:

$$T_f^2 \frac{d^2 \phi}{dt^2} + 2\zeta_f T_f \frac{d\phi}{dt} + \phi = k_i \cdot i - k_{rx} x \quad (3.9)$$

където: ϕ - ъгъл на завъртане на преградата; T_f , ζ_f - времеконстанта и коефициент на демпфериране на преградата; i - управляващ електрически ток на сервоклапана; x - преместване на плунжера на сервоклапана.

Уравнение за преместване на плунжера на сервоклапана:

$$T_{\phi x} \frac{dx}{dt} + x = k_{\phi x} \phi \quad (3.10)$$

където: $T_{\phi x}$, $k_{\phi x}$ - времеконстанта и коефициент на усилване серворазпределителя;

Уравнение на електромеханичния преобразувател:

$$T_i \frac{di}{dt} + i = k_U U \quad (3.11)$$

където: U - управляващо напрежение; T_i , k_U - времеконстанта и коефициент на усилване електромеханичния преобразувател;

- **Уравнение на ПИД регулатора:**

$$U = k_r U_y + \frac{1}{T_I} \int U_y dt + T_D \frac{dU_y}{dt} \quad (3.12)$$

където: U_y - напрежение на електронния усилвател; T_I , T_D , k_r - времеконстанти на интегриране и диференциране и коефициент на пропорционалност;

- **Уравнение на обратната връзка:**

$$U_{ov} = k_{ov} \omega \quad (3.13)$$

където: U_{ov} - напрежение на обратната връзка; k_{ov} - коефициент на пропорционалност; ω - ъглова скорост на вала на хидромотора.

- **Уравнение на сумиращото устройство:**

$$\Delta U = U_z - U_{ov} \quad (3.14)$$

където: U_z - задаващо напрежение; ΔU - напрежение на изхода на сумиращото устройство.

- **Уравнение на електронния усилвател:**

$$T_y \frac{dU_y}{dt} + U_y = k_y \Delta U \quad (3.15)$$

- **Уравнения на дебитите през хидромотора с отчитане свиваемостта на работния флуид**

$$Q_1 = \eta_{v,m} \frac{q_m}{2\pi} \omega + \frac{V_1}{B} \frac{dp_1}{dt} \quad (3.16)$$

$$Q_2 = \frac{q_m}{2\pi} \omega - \frac{V_2}{B} \frac{dp_2}{dt} \quad (3.17)$$

където: B - модул на еластичност на маслото; V_1 , V_2 - обем на маслото в хидравличните линии; Ако се пренебрегнат утечките и свиваемостта, може да се приеме, че $Q_1 = Q_2 = Q$

- **Уравненията на орбиталния хидромотор** включват следните зависимости:

Ъглова скорост и момент на вала на хидромотора

$$\omega = \frac{2\pi}{q_m} Q \quad (3.18)$$

$$M_m = (p_1 - p_2) \frac{q_m}{2\pi} \quad (3.19)$$

Уравнение за движение на вала на хидромотора :

$$J_m \frac{d\omega}{dt} = \frac{q_m}{2\pi} \Delta p_m - k_T \omega - M_{tp} \quad (3.20)$$

където: $\Delta p_m = p_1 - p_2$ - пад на налягането на хидромотора; J_m - приведен инерционен момент на вала на хидромотора; q_m - работен обем на хидромотора; k_T - коефициент на хидравлично триене.

Понеже теоретичния модел не дава точна представа за процесите заради обемните загуби и загубите от триене, в настоящата работа се използва уравнения които отчитат хидравличните и механични загуби както следва.

Обемният дебит, необходим за хранване на двигателя, е:

$$Q = Q_{Ideal} + Q_{Leak} \quad (3.21)$$

където: Q - действителен дебит в двигателя, Q_{Ideal} - теоретичен дебит, Q_{Leak} - дебит на вътрешни утечки.

Въртящият момент, генериран от двигателя е:

$$M = M_{Ideal} + M_{Friction} \quad (3.22)$$

където: M - работен въртящ момент, M_{Ideal} - теоретичен въртящ момент, $M_{Friction}$ - момент на триене, ω - моментната ъглова скорост на въртящия се вал.

Вътрешните утечки и моментът на триене съответно са:

$$Q_{Leak} = K_{HP} \Delta p, \\ M_{Friction} = (M_0 + K_{TP} |\Delta p|) \tanh\left(\frac{4\omega}{\omega_{Threshold}}\right), \quad (3.23)$$

където:

$$K_{HP} = \frac{v_{nom}}{\rho v} \frac{\rho_{nom} \omega_{nom} D_{max}}{\Delta p_{nom} \left(\frac{1}{\eta_V} - 1\right)}, \\ Q_{leak} = Q_{leak,m} \frac{(1+\alpha)}{2} + Q_{leak,p} \frac{(1-\alpha)}{2},$$

K_{HP} - коефициент Hagen-Poiseuille, K_{TP} - посочената стойност на блоковия параметър на коефициента на намаляване на въртящия момент и на налягането, $\omega_{Threshold}$ - праговата ъглова скорост, M_0 - зададената стойност на параметъра на блока на въртящия момент без натоварване.

- **Уравнения на товара.**

За товар е използван идеален източник на механична енергия, който генерира въртящ момент, пропорционален на входния сигнал.

Инерционното натоварване при въртливо движение описваме със следните уравнения :

$$M_l = \int_0^R (2\pi \rho L \omega r^3) dr = \pi R^2 L \rho \frac{R^2}{2} = \frac{m R^2}{2} = J \omega \quad (3.24)$$

където: M_l - товарен въртящ момент, J - инерционен момент, ω - ъглова скорост, ρ - плътност, m, R, L - маса, радиус и ширина на въртящия товар.

- **Уравнение на тахогенератора.**

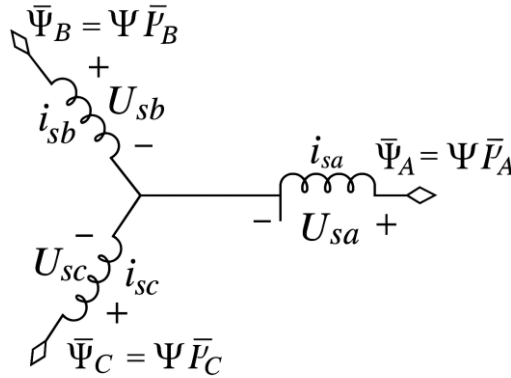
Като обратна връзка е използван тахогенератор с уравнение :

$$U_{tg} = k_{tg} \cdot \omega \quad (3.25)$$

където : k_{tg} —предавателен коефициент

3.1.2 Математичен модел на векторно управление на асинхронния двигател.

Асинхронният двигател се състои от статор и ротор. Статорът е фиксиран, а роторът се върти вътре с малка въздушна междина между тях.



Фиг.3.2. Характеристики на величините на свързващия поток.

Flux linkage (пълен поток) или свързващ поток е частта от потока на всяка навивка, която обхваща останалите навивки и индутира в тях ЕДН. Както е показано на фиг.3.2, $\vec{i}_A, \vec{i}_B, \vec{i}_C$ - са единичните вектори, които указват посоката на потока, генериран от всяка намотка.

Величините на свързващия поток (Ψ_A, Ψ_B и Ψ_C) могат да бъдат изразени като :

$$\Psi_{(t)} = \int (u_s(t) - R \cdot i_s(t)) dt, \quad (3.26)$$

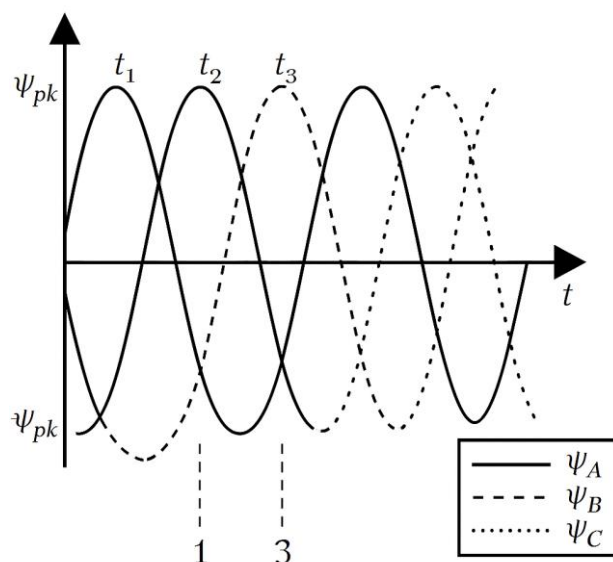
където: $u_s(t)$ е приложеното напрежение към всяка намотка, R е съпротивлението на всяка намотка и $i_s(t)$ е тока през всяка намотка. Ако трифазно напрежение се прилага на намотките на статора, т.е.

$$\begin{aligned} u_{sa}(t) &= U_{pk} \sin(360ft + 90^\circ) \\ u_{sb}(t) &= U_{pk} \sin(360ft + 210^\circ) \\ u_{sc}(t) &= U_{pk} \sin(360ft + 330^\circ) \end{aligned} \quad (3.27)$$

където: U_{pk} и f са пиковата стойност и честотата на приложеното напрежение, което ще доведе до фазово изоставане на синусоидалния свързващ поток във всяка фаза на 90° , ако се пренебрегне съпротивлението на намотките, то :

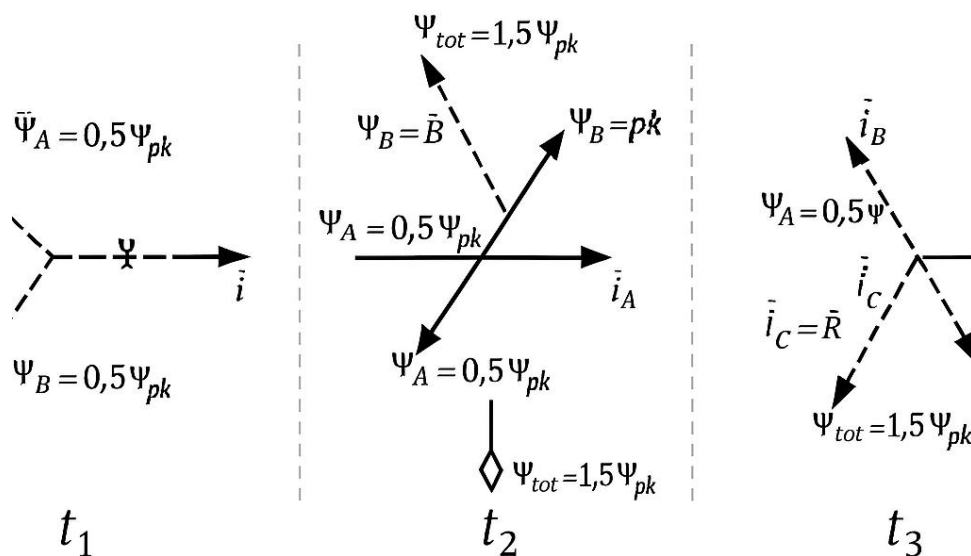
$$\begin{aligned} \Psi_A(t) &= \Psi_{pk} \sin(360ft), & \Psi_B(t) &= \Psi_{pk} \sin(360ft + 120^\circ), \\ \Psi_C(t) &= \Psi_{pk} \sin(360ft + 240^\circ) \end{aligned} \quad (3.28)$$

Характеристиките на трите свързващи потока са показани на фиг. 3.3.



Фиг.3.3. Характеристики на величините на свързващия поток

В момента t_1 , Ψ_A достига своята пикова стойност Ψ_{pk} , докато Ψ_B и Ψ_C са минус $\frac{1}{2}$ от пиковата си стойност. Както е показано на фиг.3.4, резултантният поток има същата ориентация с $\vec{\Psi}_A$ и стойност от $1.5\Psi_{pk}$. В момента t_2 , когато Ψ_B достига своя пик, резултантният поток все още има стойност от $1.5\Psi_{pk}$ но съвпада с $\vec{\Psi}_B$. Подобно е положението в момента t_3 , стойността на потока се запазва, но съвпада с $\vec{\Psi}_C$.

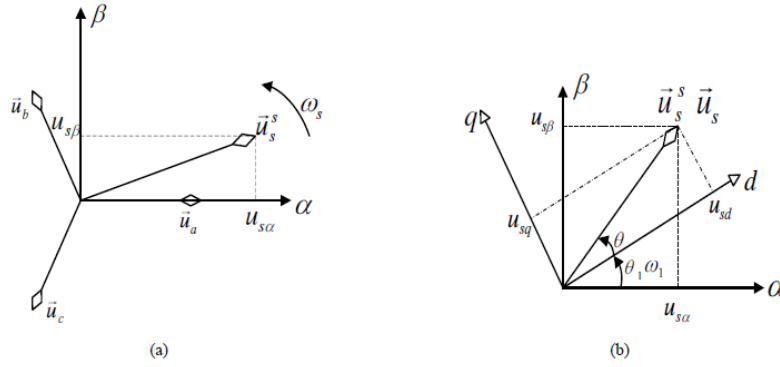


Фиг.3.4. Характеристики на величините на свързващия поток

След анализ на трите разгледани по горе моменти можем да отбележим, че резултантният поток се върти с константна величина. Големината на този въртящ се резултантен поток е 1,5 пъти от пиковата стойност на свързващия поток на всяка намотка. Скоростта на въртене N_s [rpm] се изчислява чрез :

$$N_s = 60 \frac{f}{N_p} \quad (3.29)$$

където : f - честота на напрежението и N_p - броя на полюсите.



Фиг. 3.5. Трансформации на Кларк и Парк

Две важни трансформации [153] са включени в системата за векторно управление на асинхронната машина в отделна постояннотокова машина, наречени трансформации на Кларк и Парк (Clarke and Park transformation).

Ако трифазни статорните намотки са разположени симетрично в пространството, т.е. с обем 120° , както е показано на фиг.3.5(a), и сумата на фазови напрежения е нула ($u_a(t) + u_b(t) + u_c(t) = 0$), трифазното статорно напрежение може да бъде изразено чрез еквивалентен вектор $\vec{u}_s$, т.е.

$$\begin{aligned}\vec{u}_s^s(t) &= K(u_{sa}(t) + u_{sb}(t)e^{j\frac{2\pi}{3}} + u_{sc}(t)e^{j\frac{4\pi}{3}}) \\ &= K(u_{sa}(t) - \frac{1}{2}u_{sb}(t) - \frac{1}{2}u_{sc}(t) + j\frac{\sqrt{3}}{2}(u_{sb}(t) - u_{sc}(t))) \\ &= u_{sa} + ju_{s\beta}\end{aligned}\quad (3.30)$$

където:

$$\left| \vec{u}_s^s \right| = \max(u_{sa}) = \max(u_{sb}) = \max(u_{sc}).$$

Това се вижда на фиг.3.5(a), където $\vec{u}_s^s$ може да се третира като вектор, въртящ се в α, β координатна система. В теорията на векторното управление, процесът от трифазна към двуфазна координатна трансформация и обратно се нарича трансформация и обратна трансформация на Кларк и може да се изрази под формата на матрица:

$$\begin{bmatrix} u_{s\alpha} \\ u_{s\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2}{3} & -\frac{1}{3} & -\frac{1}{3} \\ 0 & \frac{1}{\sqrt{3}} & -\frac{1}{\sqrt{3}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_{sa} \\ u_{sb} \\ u_{sc} \end{bmatrix}\quad (3.31)$$

$$\begin{bmatrix} u_{sa} \\ u_{sb} \\ u_{sc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} \\ -\frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_{s\alpha} \\ u_{s\beta} \end{bmatrix}\quad (3.32)$$

Трансформацията на Кларк може да се прилага и към други трифазни стойност като магнитен поток, роторен ток и т. н., за да получим съответните вектори. Все още α -компонентите и β -компонентите на тези въртящи вектори са с променливо токова синусоидална стойност. Определяме нова координатна система dq , която има същия произход като $\alpha\beta$ координатна система, но тя се върти със същата скорост като потока. Трансформацията на векторите между двете координати може да бъде постигнато чрез умножаване на вектора $e^{j\theta_1}$ или $e^{-j\theta_1}$, където θ_1 е ъгълът между двете координатни системи. Ако вземем като пример

тока на статора, на фиг.3.5(b), пространственият вектор на тока е показан като $\vec{u}_s^s$ в $\alpha\beta$ -система и като $\vec{u}_s$ в dq -система.

От фигурата виждаме, че $\vec{u}_s^s$ и $\vec{u}_s$ се трансформирани като :

$$\vec{u}_s^s = \left| \vec{u}_s^s \right| e^{j(\theta+\theta_1)} = \left| \vec{u}_s^s \right| e^{j\theta} e^{j\theta_1} = \vec{u}_s e^{j\theta_1} \quad (3.33)$$

$$\vec{u}_s = \vec{u}_s^s e^{-j\theta_1} \quad (3.34)$$

Трансформацията от $\alpha\beta$ към dq координатна система се нарича трансформация на Парк, както и по обратния ред, обратна трансформация на Парк. Ако запишем $\vec{u}_s^s$ и $\vec{u}_s$ като:

$$\begin{aligned} \vec{u}_s^s &= u_{s\alpha} + ju_{s\beta} \\ \vec{u}_s &= u_{sd} + ju_{sq} \end{aligned} \quad (3.35)$$

и $e^{j\theta_1}$ и $e^{-j\theta_1}$ се разширят, използвайки формулата на Ойлер като:

$$\begin{aligned} e^{j\theta_1} &= \cos \theta_1 + j \sin \theta_1 \\ e^{-j\theta_1} &= \cos \theta_1 - j \sin \theta_1, \end{aligned} \quad (3.36)$$

то уравнения (3.35) и (3.36) могат да се запишат в матричен вид като :

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} u_{sd} \\ u_{sq} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & \sin \theta_1 \\ -\sin \theta_1 & \cos \theta_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_{s\alpha} \\ u_{s\beta} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} u_{s\alpha} \\ u_{s\beta} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 \\ \sin \theta_1 & \cos \theta_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_{sd} \\ u_{sq} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.37)$$

3.2. Връзка между налягане, момент и ъглова скорост.

В електрохидравличните системи връзката между налягането, въртящия момент и ъгловата скорост е основополагаща за контрола, производителността и предаването на мощността на системата.

Въртящият момент, произведен от хидравличен задвижващ механизъм (като двигател или цилиндър), е право пропорционален на разликата в налягането в задвижващия механизъм и неговата ефективна площ или работен обем. За задвижващ механизъм като хидравличния мотор изходният въртящ момент T може да се изрази като:

$$T = \Delta p \cdot V_d / (2\pi) \quad (3.38)$$

където: Δp е разликата в налягането и V_d е работния обем на задвижващия механизъм за оборот.

Ъгловата скорост (ω) на хидравличния двигател зависи от дебита (Q) и работния обем на двигателя V_d

$$\omega = Q / V_d \quad (3.39)$$

Самият дебит се диктува от помпата и всяка настройка на дросел или клапан в системата. Промените в натоварването или обратната връзка могат да доведат до корекции на потока с помощта на сензори за налягане и ъглова скорост.

3.2.1 Системна динамика и контрол

Съвременните електрохидравлични системи често използват електрически двигатели като основни двигатели. Въртящият момент на електродвигателя (вход) задава хидравличното налягане и потока през помпата, която от своя страна контролира скоростта и силата на задвижващия механизъм. Обратната връзка във затворен цикъл, включваща ъглова скорост и налягане, осигурява прецизен контрол. Обратната връзка от налягането, например, може да настрои въртящия момент на двигателя, за да намали трептенията и да подобри динамичната стабилност, ефективно свързвайки контрола на въртящия момент директно с ъгловата скорост и налягането на натоварване.

3.2.2 Преобразуване на енергия

Основният принцип е преобразуването на електрическия вход във въртливо движение (въртящ момент и ъглова скорост) от електродвигателя, който след това задвижва хидравличната помпа, за да генерира налягане. Това налягане действа върху хидравличния задвижващ механизъм, за да произведе линейна или ротационна механична мощност (сила или въртящ момент и произтичащо от това движение).

В обобщение, в електрохидравлична система:

- Изходният въртящ момент е пропорционален на приложеното налягане.
- Ъгловата скорост се определя от дебита и работния обем, повлияни от налягането.
- Управлението на системата включва динамично регулиране на въртящия момент (чрез електрически вход) и наблюдение на налягането/скоростта, за да се гарантира желаната производителност.

Тези връзки са основата за проектиране на електрохидравлични системи за управление в приложения, изискващи прецизен контрол на силата, скоростта или позицията.

Ъгловата скорост е ключова за контрола на налягането и въртящия момент в електрохидравличните системи, тъй като директно свързва скоростта на въртене на хидравличния мотор или задвижващ механизъм с дебита на хидравличната течност, което от своя страна определя налягането в системата и изходния въртящ момент.

Ето защо ъгловата скорост е от съществено значение в този контекст.

3.2.3 Връзка на дебита и работния обем

Ъгловата скорост (ω) е скоростта на въртене на двигателя и е пропорционална на дебита на хидравличната течност (Q), разделена на обемното изместване на двигателя (V_d):

$$\omega = \frac{Q}{V_d} \quad (3.40)$$

Това означава, че контролирането на ъгловата скорост ефективно контролира потока на флуида, влияейки върху налягането в системата и изходния въртящ момент.

3.2.4 Въртящ момент и ъглово ускорение

Въртящият момент (T) е математически свързан с ъгловото ускорение (α) и инерционния момент (I) чрез:

$$\tau = I \cdot \alpha \quad (3.41)$$

Тъй като промените в ъгловата скорост представляват ъглово ускорение, контролът на въртящия момент включва контролиране на динамиката на ъгловата скорост.

3.2.5 Връзка между налягане и въртящ момент

Изходният въртящ момент е резултат от диференциалното налягане в системата, действащо върху работния обем на задвижващия механизъм, изразена като:

$$T = \Delta p \cdot \frac{V_d}{2\pi} \quad (3.42)$$

Тъй като въртящият момент е пропорционален на налягането, контролирането на скоростта на въртене (ъгловата скорост) позволява динамично регулиране на потока и налягането на течността, за да отговори на желаните изисквания за въртящ момент.

3.2.6 Динамичен контрол на системата

Наблюдението и контролирането на ъгловата скорост позволява на системата да регулира прецизно дебита и налягането, което позволява стабилна и ефективна работа при различни условия на натоварване. Сензорите за ъглова скорост осигуряват критична обратна връзка за регулиране на входа на електродвигателя и мощността на хидравличната помпа, затваряйки контролния контур, който управлява въртящия момент и налягането. Ъгловата скорост представлява колко бързо се върти изходящият вал; По-бързото въртене изисква повече дебит на хидравличната течност, повишавайки налягането и въртящия момент. Обратно, вариациите в натоварването (въртящия момент) влияят върху ъгловата скорост, която системата за управление усеща и регулира съответно.

В обобщение, ъгловата скорост не е просто мярка за скорост, а основна променлива, която контролира динамиката на хидравличния флуид и механичната мощност в електрохидравличните системи. Тя свързва електрическите входове, механиката на хидравличната течност и механичните изходи (въртящ момент), което я прави незаменима за ефективен контрол на налягането и въртящия момент.

Ъгловата скорост влияе върху генерирането на въртящ момент в ротационните системи главно чрез ролята си в ъгловото ускорение и силовите съотношения.

Ключови моменти, обясняващи това влияние, са:

- **Въртящ момент и ъглово ускорение:** Въртящият момент (τ) е пряко свързан с ъгловото ускорение (α) от уравнението $\tau = I\alpha$, където I е инерционния момент. Ъгловото ускорение е времевата производна на ъгловата скорост ($\alpha = d\omega/dt$). По този начин въртящият момент причинява промени в ъгловата скорост чрез ъглово ускорение.
- **Ъгловата скорост като динамична мярка:** Докато въртящият момент произвежда ъглово ускорение, текущата ъглова скорост описва скоростта на въртене. Увеличаването на въртящия момент променя ъгловата скорост, но необходимият въртящ момент зависи от инерцията на системата и скоростта, с която се променя ъгловата скорост.
- **Силови зависимости:** Механичната мощност, осигурена в ротационната система, е продукт на въртящия момент и ъгловата скорост: $P = \tau\omega$. За даден въртящ момент високата ъглова скорост означава, че се предава повече мощност, свързвайки скоростта на въртене с въртящия момент и преноса на енергия.
- **Обратна връзка и влияние върху управлението:** В регулируемите системи, обратната връзка от ъгловата скорост позволява динамично регулиране на въртящия момент за поддържане или промяна на скоростта на въртене, адаптирани към промените в натоварването и осигуряване на стабилност на системата.
- **Физическа интерпретация:** Когато въртящият момент се приложи към въртяща се система, тя работи за увеличаване или намаляване на ъгловата скорост в зависимост от посоката и величината; Ъгловата скорост измерва ротационното състояние на системата, което я прави ключова за разбирането как въртящият момент влияе върху движението.

В обобщение, ъгловата скорост влияе върху генерирането на въртящ момент, като е променливата на състоянието, която въртящият момент се променя чрез ъглово ускорение, като същевременно е неразделна част от предаването на мощност и динамичното управление на системата. Въртящият момент генерира промени в ъгловата скорост и връзката между тях е в основата на динамиката на ротационната система и енергийния поток.

Това възплъщава фундаменталния ротационен аналог на закона на Нютон: въртящият момент причинява промени в ъгловата скорост чрез ъглово ускорение, модулирано от момента на инерция.

Ефектът на ъгловата скорост върху връзката между въртящия момент и енергията на въртене е основен и може да бъде обобщен, както следва:

- **Енергията на въртене зависи от ъгловата скорост на квадрат:** Ротационната кинетична енергия E_{rot} на въртящ се обект се дава от

$$E_{rot} = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (3.43)$$

където: I е моментът на инерция, а ω е ъгловата скорост. Това показва, че с увеличаване на ъгловата скорост ротационната енергия се увеличава квадратично.

- **Въртящият момент е свързан с извършената работа и промяна на енергията чрез ъглово изместване:** Механичната работа W , извършена от въртящия момент τ по време на въртене, е

$$W = \int \tau d\theta \quad (3.44)$$

където: θ е ъгловото изместване. Тази работа съответства на промяната в кинетичната енергия на въртене, свързваща въртящия момент, ъгловото изместване и енергията.

- **Моментната мощност е въртящ момент, умножен по ъгловата скорост:** Скоростта, с която се извършва работата (мощност P) при въртливо движение, се дава от

$$P = \tau \cdot \omega \quad (3.45)$$

Това означава, че за даден въртящ момент увеличаването на ъгловата скорост увеличава изходната мощност, което допринася за това колко бързо се променя ротационната енергия. Въртящият момент причинява ъглово ускорение, променяйки ъгловата скорост, което от своя страна променя кинетичната енергия на въртене. Квадратичната зависимост на енергията от ъгловата скорост означава, че малките увеличения на ъгловата скорост водят до значително увеличение на ротационната енергия.

За да обобщим, **ъгловата скорост пряко влияе върху величината на ротационната кинетична енергия (квадратично) и заедно с въртящия момент определя мощността, доставена към или от въртящата се система.** Въртящият момент работи, като променя ротационната енергия чрез промяната на ъгловата скорост, а мощността, свързана с този процес, е произведение на въртящия момент и ъгловата скорост.

Това обяснява динамичната връзка, при която ъгловата скорост влияе както върху моментната енергия на въртене, така и върху скоростта на пренос на енергия, дължаща се на приложения въртящ момент.

Изходната мощност в ротационната система зависи както от въртящия момент, така и от ъгловата скорост, тъй като мощността представлява скоростта, с която се извършва работата или се прехвърля енергията, а при въртене работата се извършва чрез въртящ момент, действащ чрез ъглово изместване във времето.

Мощността (P) е произведение на въртящия момент (τ) и ъгловата скорост (ω):

$$P = \tau \times \omega \quad (3.46)$$

Въртящият момент е силата на въртене, която причинява ъглово ускорение, докато ъгловата скорост е скоростта, с която се върти системата. Умножаването им дава скоростта на пренос на енергия или механичната изходна мощност.

- **Въртящият момент сам по себе си не определя мощността:** Ако имате определен въртящ момент, но валът не се върти (ъгловата скорост е нула), не се произвежда механична мощност, тъй като не се извършва работа с течение на времето. Обратно, ако валът се върти с нулев въртящ момент (без приложена сила на въртене), отново не се прехвърля механична сила.
- **Ъгловата скорост отразява колко бързо въртящият момент се прилага непрекъснато:** Увеличаването на ъгловата скорост означава, че системата покрива повече ъглово изместване за единица време, увеличавайки работата, извършена за единица време, и по този начин изходната мощност.
- **Физическа интерпретация:** Въртящият момент причинява въртене, а ъгловата скорост определя скоростта на въртене. Заедно те определят колко енергия в секунда извежда системата механично.
- **Отражение в системите:** За постоянна изходна мощност въртящият момент и ъгловата скорост имат обратна зависимост - висок въртящ момент при ниска скорост или висока скорост при нисък въртящ момент може да осигури същата мощност, но увеличаването и на двете едновременно увеличава изходната мощност.

В обобщение, мощността зависи както от въртящия момент, така и от ъгловата скорост, тъй като **въртящият момент измерва силата на въртене, а ъгловата скорост измерва колко бързо се прилага тази сила; техният продукт определя количествено механичната мощност като скоростта на извършване на работа при въртеливо движение.**

Това е основополагаща връзка в механичните и електрохидравличните системи, контролиращи ротационната енергия и производителност.

3.3. Анализ на нелинейни ефекти и загуби в модела

Хидравличните системи са силно нелинейни. Анализът на нелинейни ефекти и загуби в моделите на електрохидравлични системи с управление чрез честотен инвертор включва няколко ключови аспекта, свързани както с характеристиките на електрохидравличната част, така и с особеностите на електродвигателя и инвертора.

- **Нелинейни ефекти в електрохидравличната система:** Сред основните нелинейности са триенето в механичните компоненти, течовете в клапаните и цилиндрите, компресибилността (обратната характеристика на свиваемост) на хидравличната течност, както и динамиката на сервоклапани и други управляващи елементи. Тези нелинейности променят статично и динамично налягането и потока, и затрудняват точния контрол.
- **Загуби в системата:** Загубите включват хидравлични загуби (например изтичания и триене), електрически загуби в мотора и инвертора, както и ефекти от електромагнитни смущения, които може да възникнат заради честотните инвертори.
- **Влияние на честотния инвертор:** Честотните инвертори управляват скоростта на асинхронен електродвигател чрез промяна на честотата и напрежението на захранващия ток. Това променя ъгловата скорост и натоварването, което се предава към хидравличната помпа.
 - При използване на честотен инвертор се появяват специфични нелинейни ефекти като пулсации по тока, високи честотни хармоници, които водят до електрически смущения и намаляват ефективността. Появяват се и токове в лагерите на мотора, които могат да създадат електроерозия и съответно повишени загуби и повреди.

- Поради неконинуалното, импулсно захранване от инвертора, увеличава се и шумът от електродвигателя (магнитостриктивен шум), което е още един израз на загуби и нелинейно поведение.
- **Моделиране и контрол:** За да се симулират тези нелинейности и загуби, в модели на електрохидравлични системи с честотен инвертор се включват нелинейни изрази за триене, утечки, пулсации на ток и напрежение, както и динамиката на управляващи електронни компоненти. При контролите се използват адаптивни и нелинейни методи, които създават стабилност въпреки тези сложни ефекти.
- **Анализите** показват, че:
 - При ниски обороти контролът е по-труден заради нестабилност, осцилации и по-големи нелинейни изкривявания.
 - Пулсациите на ток и напрежение влияят върху номиналната мощност и въртящия момент.
 - Електрическите загуби и повреди влияят на надеждността на системата и изискват защитни мерки като филтри и специализирани контролни алгоритми.

Резюме и препоръки:

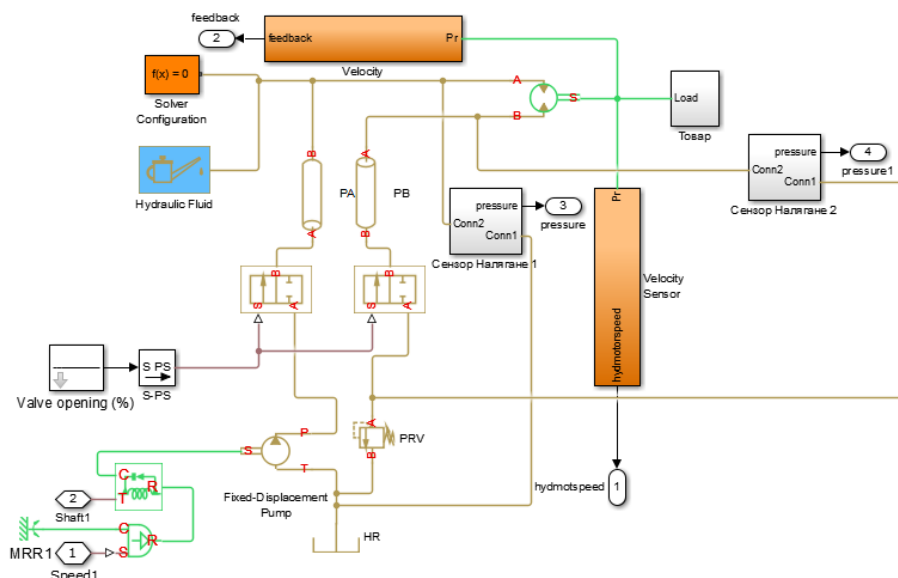
- При анализ на електрохидравлични системи с честотен инвертор задължително се включват нелинейни модели на триене, утечки и свиваемост.
- Необходимо е моделиране и компенсиране на честотни хармоници и електромагнитни смущения, породени от инверторите.
- Използват се адаптивни и нелинейни контролни стратегии за осигуряване на стабилност и висока производителност.
- Мониторингът на токове в лагерите и мерки за защита от електроерозия също са важни за намаляване на загубите и повишаване на надеждността.

Честотните инвертори носят специфични предизвикателства по отношение на пулсации, хармоници, износване и шум, което са главни фактори на нелинейност и загуби в модела.

3.4. Симулационен модел с Matlab Simulink и анализ на преходни процеси.

Регулирането на скоростта на асинхронния електродвигател се извършва от честотния преобразувател; обратната връзка получена от тахогенератора, свързан към вала на хидромотора, се използва за сравнение със зададена потребителска стойност в блока за настройка.

На фиг.3.6. е показана хидравличната част от симулационната система, състояща се от хидравлична помпа с постоянен работен обем, хидравличен двигател, идеален източник на механична енергия и сензори за налягане и скорост, използвайки Matlab Simulink®, библиотека Simhydraulic®.



Фиг. 3.6. Симулационен модел на хидравличната подсистема.

- Блок на хидравличната помпата:



Блокът на помпа с фиксиран дебит представлява устройство, което извлича енергия от механичната ротационна мрежа (индукционния двигател) и я доставя в хидравличната мрежа на симулационния модел. Дебитът на помпата е фиксиран на постоянна стойност, която се задава чрез параметъра „Displacement“, библиотека Simhydraulic®.

Симулационните параметри на нерегулируемата помпа може да се видят на фиг.3.7

Fixed-Displacement Pump

This block represents a fixed-displacement pump of any type as a data sheet-based model. The key parameters required to parameterize the block are the pump displacement, volumetric and total efficiencies, nominal pressure, viscosity, and angular velocity.

Connections P and T are hydraulic conserving ports associated with the pump outlet and inlet, respectively. Connection S is a mechanical rotational conserving port associated with the pump driving shaft. The block positive direction is from port T to port P. This means that the pump transfers fluid from T to P if shaft S rotates in positive direction.

Settings

Parameters

Pump displacement:
5e-6
m³/rad

Volumetric efficiency:
0.92

Total efficiency:
0.8

Nominal pressure:
100e5
Pa

Nominal angular velocity:
188
rad/s

Nominal kinematic viscosity:
18
cSt

Nominal fluid density:
900
kg/m³

Фиг.3.7 Симулационен блок на параметрите на нерегулируемата помпа

Портовете T и P представляват входовете на помпата. Порт S представлява задвижващият вал на помпата. По време на нормална работа усилването на налягането от отвор T към отвор P е положително, ако ъгловата скорост в порта S също е положителна. Работния обем на помпата е:

- Блок на ON/OFF клапаните:



Блокът е изграден на базата на разпределител с променливи отвори, където параметърът за ориентация на отвора е настроен да се отваря в положителна посока. Това означава, че положителният сигнал x на сигналния порт S задейства плунжера и неговото моментално отваряне h се изчислява, както следва:

$$h = x_0 + x \quad (3.47)$$

където: h - отваряне на клапана; x_0 - първоначално преместване; x - преместване на плунжера.

- Блок на хидравличния мотор:



Блокът на хидравличния двигател с фиксиран дебит представлява устройство, което извлича енергия от хидравличната мрежа и я предава в механична ротационна мрежа. Дебитът на двигателя е фиксиран на постоянна стойност, която задаваме чрез параметъра „Displacement“. Портовете A и B представляват съответно входа и изхода на мотора. Порт S представлява валът на двигателя. По време на нормална работа ъгловата скорост е положителна, ако спадът на налягането от порт A към порт B също е положителен. Моделът отчита загубите на мощност поради утечки и триене. Утечките са вътрешни само между входа и изхода на мотора. Блокът изчислява скоростта на изтичане и въртящия момент на триене, използвайки нашият избор от пет параметризации на загубите.

Симулационните параметри на хидромотора може да се видят на фиг.3.8

Hydraulic Motor

This block represents a positive, fixed-displacement hydraulic motor of any type as a data sheet-based model. The key parameters required to parameterize the block are the motor displacement, volumetric and total efficiencies, nominal pressure, and angular velocity. The model represents a non-reversible motor and cannot simulate pumps.

Connections A and B are hydraulic conserving ports associated with the motor inlet and outlet, respectively. Connection S is a mechanical rotational conserving port associated with the motor shaft. The block positive direction is from port A to port B. This means that the flow rate flowing through the motor from A to B rotates the shaft in positive direction, and positive pressure differential $p = p_A - p_B$ creates positive torque at the motor shaft.

Settings

Parameters

Motor displacement:	5e-6	m ³ /rad
Volumetric efficiency:	0.92	
Total efficiency:	0.8	
Nominal pressure:	100e5	Pa
Nominal angular velocity:	188	rad/s
Nominal kinematic viscosity:	18	cSt
Nominal fluid density:	900	kg/m ³

Фиг.3.8. Симулационен блок на параметрите на нерегулируемата помпа

- Блок на товара:

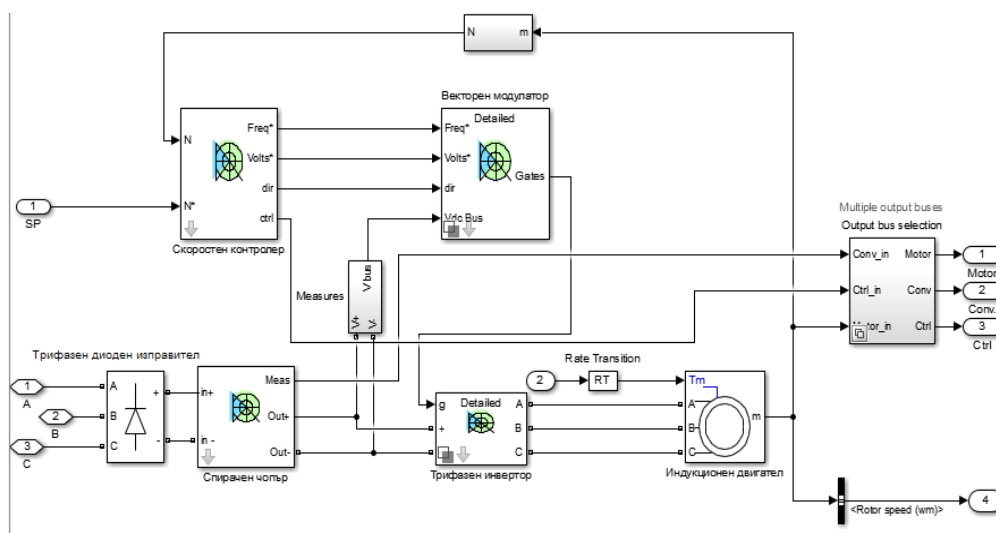


За товар е използван идеален източник на механична енергия, който генерира пропорционален на входния сигнал въртящ момент.

Връзките R и C са механични въртящи се консервиращи портове. Порт S е порт за физически сигнал, през който се прилага регулиращият сигнал, който задвижва източника. Може да се използва цялото разнообразие от източници на сигнал в Simulink®, за да се генерира желаният профил на изменение на въртящия момент. Положителният сигнал на порта S генерира въртящ момент, действащ от C към R. Въртящият момент, генериран от източника, е пряко пропорционален на сигнала на регулиращия порт S. Положителната посока на блока е от порт C към порт R. Това означава, че въртящият момент е положителен, ако действа в посока от C към R. Относителната скорост се определя като $\omega = \omega_R - \omega_C$, където ω_R , ω_C са абсолютните ълови скорости в портове R и C, съответно, и е отрицателна, ако скоростта в порт R е по-голяма от тази в порт C.

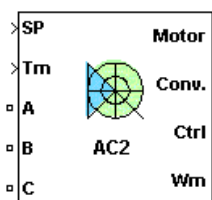
3.4.1. Симулационен модел на електрическата част от системата.

Симулационният модел на електрическата част е разработен в средата на програмата Matlab Simulink®, библиотека Sim Electronic®. Блоквата схема на модела е представена на фиг.3.9 и се състои от следните модули:



Фиг.3.9. Симулационен модел на векторното управление на индукционния двигател

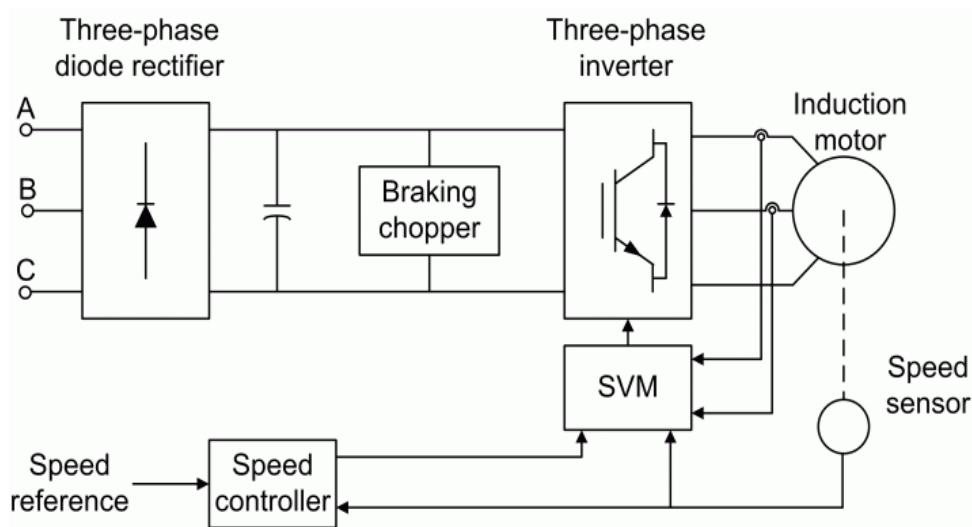
- Блок, представящ индукционния двигател, управляван от честотния инвертор



Индукционният двигателен блок на Space Vector PWM VSI представлява класическо задвижване (V/Hz) за индукционни двигатели (фиг.3.8.). Блокът съдържа управление на скоростта в затворен контур с регулиране на приплъзването. Цикълът за регулиране на скоростта извежда плъзгането на еталонния двигател, което се добавя към измерената скорост на ротора, за да се получи референтната честота на потока на статора. Референтното напрежение на статора се получава от регулирането на Volts / Hz задвижването и от стратегията за постоянен поток. Стандартите на честотата и напрежението на статора след това се използват за получаване на необходимите PWM (ШИМ) сигнали за инвертора,

следвайки стратегията за векторна модулация. Основното предимство на това задвижване в сравнение с векторно управляемите устройства е неговата простота на внедряване. Въпреки това, както при повечето скаларно управлявани задвижвания, динамичната реакция на това устройство е бавна поради присъщия ефект на свързване между въртящия момент и потока, наличен в машината. Блокът използва следните компоненти от библиотеката на Simscape™ Electrical™: (фиг.3.10.)

- Speed Controller (Scalar Control) – контролер на скоростта.
- Space Vector Modulator – Векторен модулатор.
- Inverter (Three-Phase) – Трифазен инвертор.



Фиг. 3.10. Блок диаграма на асинхронния двигател, задвижван от честотен инвертор

Параметрите на блока за асинхронна машина се дефинират по следния начин (всички количества се отнасят към статора): (табл.3.1)

Таблица. 3.1 Параметри на Асинхронния двигател

ПАРАМЕТЪР	ДЕФИНИЦИЯ
T_e	Електромагнитен въртящ момент
J	Комбиниран роторен и товарен инерционен коефициент
ω_m	Ъглова скорост на ротора
ω_r	Електрическа ъглова скорост ($\omega_m \times p$)
p	Брой на двойките полюси
T_m	Механичен въртящ момент
F	Комбиниран роторен и товарен коефициент на триене

Параметрите на двигателя за променлив ток са посочени в раздела “Asynchronous Machine” (фиг.3.11.)

Фиг. 3.11. Блок за настройка на индукционния двигател

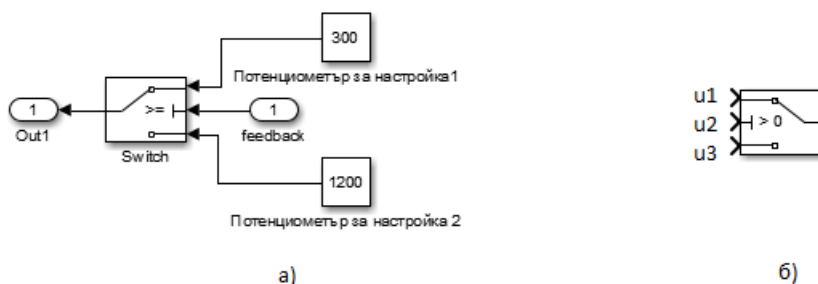
Механичният вход по подразбиране е Torque T_m . Ако изберем въртящ момент, изходът е скоростта на двигателя според следното диференциално уравнение, което описва динамиката на механичната система:

$$T_e = J \frac{d}{dt} \omega_r + F \omega_r + T_m \quad (3.48)$$

Спираният чопър, диодният токоизправител и параметрите на превключвателите на инвертора са посочени в раздела „Converters and DC bus“. Регулаторът на скоростта и ограниченията на задвижването са посочени в раздела „Controller“ (фиг.3.12).

Фиг. 3.12. Блокове за настройка на конверторите и скоростния контролер [95, 96, 97]

- Блок на сравнителното устройство

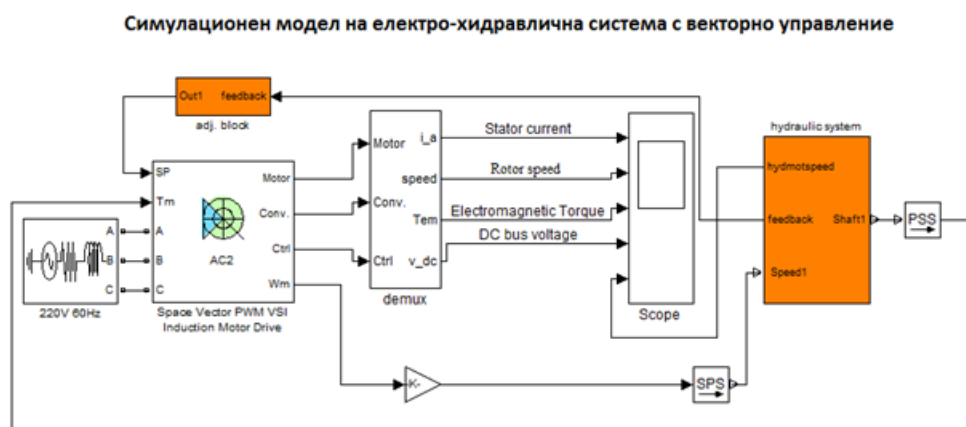


Фиг. 3.13. Блокове за настройка на конверторите и скоростния контролер

Блокът за настройка представлява логическо реле (фиг.3.13.б) със следните действия: Премини през вход u_1 , когато вход u_2 удовлетворява избрания критерий; в противен случай премини през вход u_3 . Входовете са номерирани отгоре надолу. Първият и третият са портове за данни, а вторият входен порт е контролният порт. Критериите за контролен порт u_2 са:

$u_2 \geq \text{Праг}$, $u_2 > \text{Праг}$ или $u_2 \sim 0$.

Чрез „потенциометрите“ за ръчна настройка можем да зададем различни стойности на скорост на индукционния двигател в зависимост от нуждите на електрохидравличната система(фиг.3.13.а).



Фиг. 3.14. Симулационен модел на електрохидравличната задвижваща система

За симулиране на протичащите процеси в системата (фиг.3.14) е използван програмният продукт Matlab Simulink®, Simhydraulic®, SimElectronic®.

За товар е използван идеален източник на механична енергия, който генерира пропорционален на входния сигнал въртящ момент. На вала на хидравличния двигател е свързан тахогенератор, осигуряващ обратна връзка към блока за потребителска настройка, който сравнява скоростта на хидравличния двигател с предварително зададената скорост и генерира подходящ управляващ сигнал към честотния преобразувател.

С помощта на ПИД регулатора може да се регулира и оптимизира работата на асинхронния двигател спрямо товара, като се повиши или намали производителността на хидравличната захранваща помпа чрез регулиране оборотите на електродвигателя.

3.5.Параметрична оптимизация на динамичните процеси.

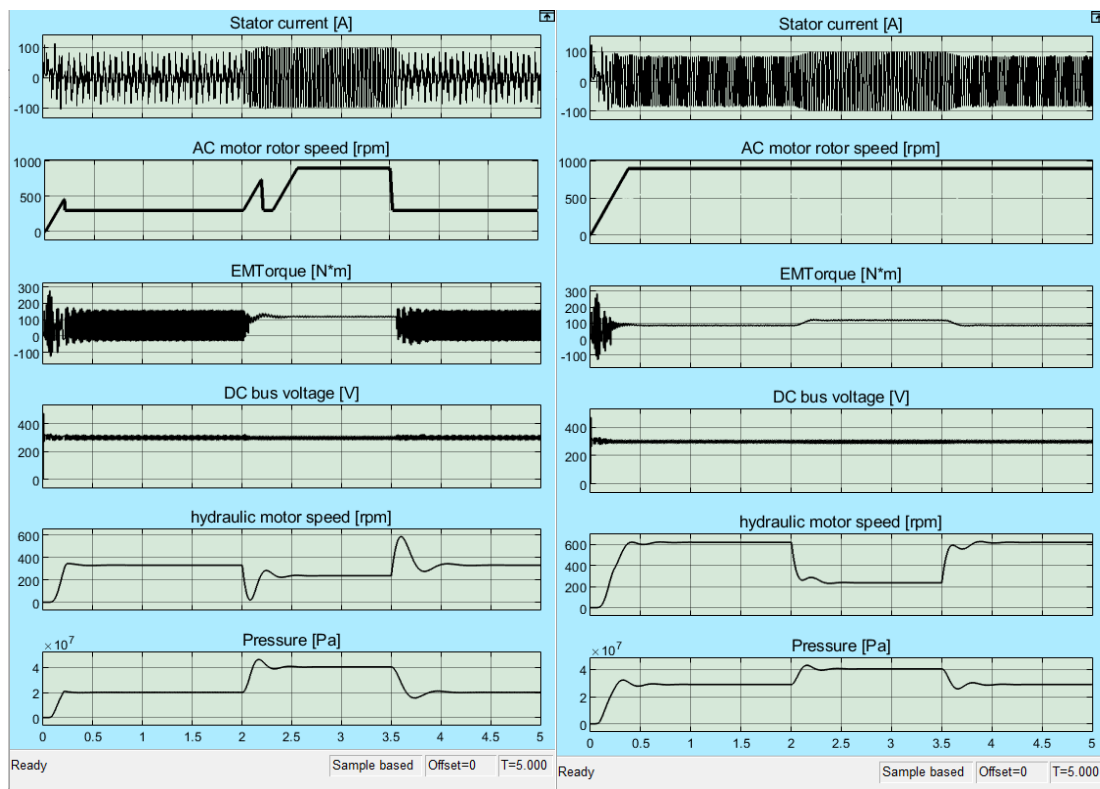
При увеличаване на товара до достигане на момент, в който системата не може да поддържа зададената минимална скорост на вала на хидравличния двигател, от блока за настройка се подава сигнал към честотния преобразувател, който регулира оборотите на електрическия двигател.

Таблица 3.2: Коефициенти за компютърната симулация

q_p	20e-6	m^3/rev
M_l	26	Nm
K_r	9	-
T_I	10	-
T_D	0	-
k_{tg}	0.010	V/min^{-1}

Числените стойности на по-важните коефициенти, използвани при симулацията и оптимизацията на процеса са показани в табл.3.2.

На фиг. 3.15. са показани преходните процеси на изменението на електрическия ток, скоростта на вала и електромагнитния момент на асинхронния двигател, скоростта на вала на хидравличния мотор и налягането в системата с обратна връзка(фиг.3.15а) и без обратна връзка(фиг.3.15б). Във 2-та секунда от симулацията на системата скоростта на хидравличния мотор пада под зададената стойност в следствие растящия товар. Скоростта се сравнява с предварително зададената стойност в блока за настройка, който подава към честотния преобразувател сигнал за повишаване оборотите на електрическия двигател, за да се компенсира намаляването на скоростта, а при липса на товар свежда скоростта до минимална стойност, докато при варианта без обратна връзка (при настройка на постоянна скорост на електрическия двигател) няма реакция от изменението на товара. Изпълнителния механизъм работи без да може да поддържа постоянна скорост, а при липса на товар работи на максимални обороти.



a

b

Фиг. 3.15. Преходни процеси на изменението на електрическия ток, скоростта на вала, електромагнитния момент и напрежение на асинхронния двигател, скоростта на вала на хидравличния мотор и налягането в системата.

ГЛАВА 4

ПРИНЦИПИ НА АДАПТИВНОТО УПРАВЛЕНИЕ

Тази глава разглежда основите на адаптивното управление и неговото приложение в електрохидравлични системи. Представени са основни адаптивни методи, като филтъра на Калман и филтъра на Винер, които осигуряват изглаждане на измервания, към които се натрупва шум във вид на стационарни случайни процеси, прогнозиране на състояния и компенсиране на динамични промени в натоварванията. Анализират се техните предимства, недостатъци и сравнителни оценки, както и възможностите за интегриране в управлението на хидравлични системи. Тези принципи служат като основа за разработване на интелигентни и енергийно ефективни алгоритми за управление.

4.1. Анализ на методите за адаптивно управление

Адаптивното управление е подход, който позволява на системите да се адаптират към променящи се условия и неопределеност чрез динамично коригиране на параметрите и алгоритмите за управление. В контекста на електрохидравличните системи, адаптивните методи осигуряват повишена стабилност, точност и енергийна ефективност, като компенсират ефектите от нелинейности, шум и динамични промени в натоварването.

4.1.1 Приложимост на адаптивните методи в електрохидравличните системи

Електрохидравличните системи с честотно управление са сложни и нелинейни по природа. Те се характеризират с:

- Висока чувствителност към динамични промени в натоварването.
- Наличие на шум и грешки в измерванията.
- Взаимодействие между електрическите и хидравличните компоненти, което изисква точно управление.

Адаптивните методи дават възможност за провеждане на следните процедури, свързани с повишаване на качеството на електрохидравличните системи:

- Изглаждане на измерванията - намаляване на шума от сензорите за налягане и скорост.
- Прогнозиране на състояния - оценка на скрити променливи като момент и натоварване.
- Автоматично коригиране на параметрите - адаптиране към променящи се условия и неопределеност.

4.1.2 Основни методи на адаптивно управление

4.1.2.1 Филтърът на Калман

Филтърът на Калман е мощен инструмент за линейни системи с наличен шум в измерванията и модела.

Предимства:

- Изглажда измерванията на скоростта и налягането.
- Предсказва състояния като натоварване и момент.
- Може да се използва за управление на обратна връзка, предоставяйки точни оценки за ПИД регулатора.

Недостатъци и ограничения:

- Подходящ предимно за линейни системи; изисква модификации (разширен Калманов филтър, EKF) за нелинейни системи.

Приложимост:

- В електрохидравлични системи за прогнозиране на натоварвания и стабилизиране на динамични процеси.

4.1.2.2. Филтърът на Винер

Филтърът на Винер е оптимален за стационарни системи с известни статистически характеристики на шума.

Предимства:

- Отлично изглаждане на сигнали с висока честотна компонента.
- Лесен за интеграция при стационарни приложения.

Недостатъци:

- Изисква предварително познаване на статистическите характеристики на шума.
- По-малко гъвкав при динамично променящи се условия.

Приложимост:

- Подходящ за изглаждане на сигнали в хидравлични системи с фиксирани режими на работа.

4.1.2.3. Разширен Калманов филтър (ЕКФ)

ЕКФ е модификация на стандартния Калманов филтър, приложима за нелинейни системи.

Предимства:

- Адаптира се към нелинейности в динамиката на хидравличните системи.
- Позволява точни оценки на състояния дори при нелинейни зависимости между променливите.

Недостатъци:

- Увеличена изчислителна сложност.

Приложимост:

- Оптимален за управление на хидравлични системи с нелинейни характеристики.

4.1.2.4. Байесови филтри и Particle Filters

Тези методи използват вероятностни подходи за оценка на състояния в силно нелинейни и непредвидими (динамично променящи се) системи.

Предимства:

- Осигуряват прецизни оценки дори при висока степен на шум и несигурност.
- Работят добре при сложни динамични системи.

Недостатъци:

- Значителни изчислителни ресурси.

Приложимост:

- Подходящи за сложни хидравлични системи с множество нелинейни зависимости.

4.1.2.5. Метод на най-малките квадрати (МНМК)

МНМК е широко използван метод за параметрична идентификация, който минимизира сумата на квадратите на грешките между наблюдаваните и предсказаните стойности. В контекста на електрохидравличните системи, този метод е особено полезен за:

- Оценка на параметри: Определяне на коефициенти като триене, инерционни параметри и еластичност в хидравличните компоненти.
- Адаптивно управление: Използва се за идентификация на промени в системата в реално време.

Приложимост:

- Подходящ за линейни и слабо нелинейни системи.
- Може да бъде основа за по-сложни алгоритми за адаптивно управление.

Недостатъци:

- Зависимост от точността на данните.
- Не е оптимален при силно нелинейни системи или при наличие на шум.

4.1.2.6. Рекурсивен метод на най-малките квадрати (РМНМК)

РМНМК е модификация на МНМК, която позволява непрекъсната актуализация на параметрите, базирана на нови измервания.

Предимства:

- Възможност за работа в реално време.
- По-добра адаптация при промени в системните параметри.

Приложимост:

- Подходящ за електрохидравлични системи с времеви вариации в характеристиките.
- Може да се комбинира с други адаптивни методи за подобряване на точността.

4.1.2.7. Модифициран метод на най-малките квадрати (Weighted Least Squares)

Тази версия на МНМК използва тегла, за да даде различна относителна стойност на измерванията в зависимост от тяхната надеждност.

Предимства:

- По-точна оценка при наличие на шум в данните.
- Гъвкавост при обработка на измервания с различна степен на несигурност.

Приложимост:

- Подходящ за системи с множество сензори с различно качество на измерванията.

4.1.2.8. Стохастичен метод на най-малките квадрати

Включва стохастични елементи за справяне с шума и неопределеността в измерванията.

Предимства:

- Устойчивост на шум и грешни данни.
- Приложимост за нелинейни системи с динамични промени.

Недостатъци:

- Изисква високи изчислителни ресурси.

4.1.2.9. Полиномиален метод на най-малките квадрати

Използва се за идентификация на нелинейни зависимости чрез аппроксимация с полиноми.

Предимства:

- Успешно моделира нелинейности в системите.
- Лесен за интеграция в съществуващи алгоритми.

Приложимост:

- Ефективен за нелинейни хидравлични системи с умерена сложност.

4.1.3. Сравнителен анализ на методите за адаптивно управление

Сравнителни резултати от анализа на характеристиките на адаптивните методи са представени в таблица 4.1.

Таблица 4.1 Сравнителен анализ на адаптивните методи

Метод	Приложимост	Предимства	Недостатъци
Филтър на Калман	Линейни системи	Изглаждане, прогнозиране на състояния	Ограничен до линейни приложения
Разширен филтър на Калман (EKF)	Нелинейни системи	Работа с нелинейности	Повишена изчислителна сложност
Филтър на Винер	Стационарни системи	Ефективно изглаждане на сигнали	Работи при известни характеристики на шума
Particle Filters	Сложни нелинейни системи	Прецизност при висока неопределеност	Много голям ресурс
Метод на най-малките квадрати (МНМК)	Линейни и слабо нелинейни системи	Простота и ефективност	Зависимост от качеството на данните
Модифициран МНМК	Системи с шум	Гъвкавост при измервания с насложен шум	Зависи от правилния избор на теглата

Стохастичен МНМК	Нелинейни системи	Устойчивост на шум	Високи изчислителни изисквания
Полиномиален МНМК	Нелинейни зависимости	Ефективност при нелинейни зависимости	Сложност при многомерни системи

В заключение може да бъде казано, че адаптивните методи имат следните по-важни характеристики:

- За електрохидравлични системи с линейна динамика и нисък шум, филтърът на Калман е ефективен и лесен за интеграция.
- ЕKF и Particle Filters са подходящи за по-сложни системи с нелинейни ефекти и динамични промени.
- Филтърът на Винер е полезен за стационарни приложения с добре познати статистически характеристики.
- Комбинирането на тези методи с други интелигентни подходи, като машинно обучение, може значително да разшири възможностите за оптимизация и адаптация.

Методът на най-малките квадрати и неговите модификации предоставят ефективни инструменти за идентификация и управление на електрохидравлични системи. Те са особено полезни за:

- Параметрична идентификация в системи с линейни и нелинейни зависимости.
- Реално-времеви адаптации при промени в динамичните характеристики.
- Прогнозиране на параметри и оптимизация на управлението.

За по-сложни системи тези методи могат да бъдат комбинирани с алгоритми като разширен Калманов филтър или други вероятностни подходи, за да осигурят по-висока точност и стабилност. Тази комбинация предлага перспективи за развитие на интелигентни и енергийно ефективни системи за управление.

4.2. Принцип на работа на филтъра на Калман

Филтърът на Калман използва линейна динамична система, описана с уравнения в състоянието, за да оцени скритото състояние на системата въз основа на наблюдения с шум.

Основни уравнения на филтъра на Калман:

Модел на динамиката на състоянието:

$$x_k = Ax_{k-1} + Bu_{k-1} + w_{k-1} \quad (4.1)$$

където:

- x_k е векторът на състоянието в стъпка k ,
- A е матрицата на прехода на състоянието,
- B е матрицата на управлението,
- u_{k-1} е контролният вход,
- w_{k-1} е процесният шум (гаусов шум със средно 0 и ковариация Q).

Модел на наблюдението:

$$z_k = Hx_k + v_k \quad (4.2)$$

където:

- z_k е векторът на измерванията,
- H е матрицата за наблюдение,
- v_k е шумът на измерването (гаусов шум със средно 0 и ковариация R).

Стъпки на алгоритъма:

Предсказване (Prediction):

- Предсказване на следващото състояние:

$$\hat{x}_k^- = A\hat{x}_{k-1} + Bu_{k-1} \quad (4.3)$$

- Предсказване на ковариацията на грешката:

$$P_k^- = AP_{k-1}A^T + Q \quad (4.4)$$

Актуализация (Update):

- Калманов коефициент:

$$K_k = P_k^- H^T (H P_k^- H^T + R)^{-1} \quad (4.5)$$

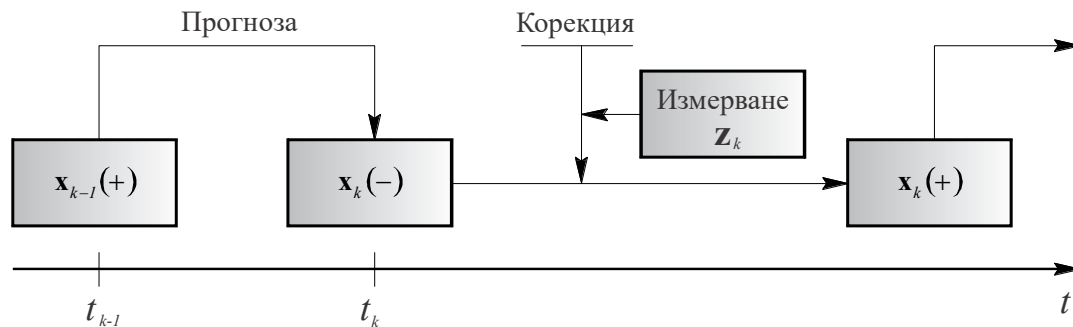
- Коригиране на оценката:

$$\hat{x}_k = \hat{x}_k^- + K_k (z_k - H \hat{x}_k^-) \quad (4.6)$$

- Обновяване на ковариацията на грешката:

$$P_k = (I - K_k H) P_k^- \quad (4.7)$$

Алгоритмичната същност на този факт е пояснена на фиг.4.1. Ако в момента от време t_{k-1} е определена оценката $\hat{x}_{k-1}$ на вектора на състоянието на системата, то е необходимо да бъде получена оценката в следващия момент t_k . За тази цел се построява прогноза на оценката $\hat{x}_k(-)$, базирайки се на $\hat{x}_{k-1}$. След получаване на измерването z_k се извършва корекция на оценката в точката $t_k(+)$ въз основа на прогнозата и стойността, получена от измерването, при което се получава окончателната оценка на вектора на състоянието $\hat{x}_k(+)$.



Фиг.4.1. Принцип на работа на филтъра на Калман

4.3. Принцип на работа на филтъра на Винер

Филтърът на Винер е метод за обработка на сигнали, който се използва за изглаждане на данни с насложен шум и за оптимално възстановяване на оригиналния сигнал. Той е подходящ за стационарни системи, при които шумът и сигналът имат известни статистически характеристики (средна стойност и дисперсия). Основната цел на филтъра е да минимизира средноквадратичната грешка между възстановения сигнал и оригиналния.

Формулата за филтъра на Wiener зависи от ковариационната матрица на шума и ковариационната матрица на сигнала. Предполагайки, че σ^2 е дисперсията на шума и че R е автоковариационната матрица на сигнала, следва че

$$W = R(R + \sigma^2 I)^{-1} \quad (4.8)$$

Тази матрица може да се изчисли, ако са известни точните статистически характеристики на шума и сигнала. В практически условия, изчислението на W може да изисква измервания или експериментални данни за точно определяне на параметрите. В случай, че искаме да включим специфичните шумове от сензорите за измерване на параметрите на електрохидравличната система, трябва да моделираме тези влияния в специфичните динамични условия на режима на измерване. Автоковариационната матрица R обикновено представя вътрешната динамика на сигнала, като включва взаимодействията между различните състояния на системата.

Матрицата на смуцаващите въздействия (шума) σ^2 дефинира неопределеността на входния шум, която в случай на оптимизиране на електрохидравлични системи обуславя как шумът влияе върху спектралните компоненти на сигнала и как се обработват те, за да се минимизира средноквадратичната грешка. Тази матрица обикновено е диагонална, като всяко диагонално поле представлява дисперсията на съответния шумов сигнал.

Оценките на състоянията се изчисляват по формулата:

$$\hat{x} = Wy \quad (4.9)$$

където $\hat{x}$ е векторът на оценените състояния.

Особено полезно е да се направи сравнителен анализ на характеристиките на филтъра на Калман и филтъра на Винер защото това предоставя цялостно разбиране за техните силни и слаби страни, както и за техните области на приложение. В контекста на електрохидравличните системи, където се изисква адаптивно управление и висока точност, този анализ е от важно значение за оптималния избор на подходящ метод или комбинация от методи, които да отговарят на специфичните изисквания на системата. Ето защо в таблица 4.2 е представен такъв сравнителен анализ.

Таблица 4.2 Сравнителен анализ на Калман и Винер филтрите

Характеристика	Филтър на Винер	Филтър на Калман
Приложимост	Стационарни системи	Динамични системи
Изисквания	Необходими са известни статистически характеристики	Необходим е математически модел на системата
Цел	Минимизира средноквадратичната грешка в стационарни условия	Оптимална оценка на състоянията в реално време
Работа с шум	Изисква предварителни данни за шума	Интегрира шума като част от модела
Гъвкавост	Ограничен до стационарни приложения	Може да се разшири за нелинейни системи (EKF)
Сложност	Относително по-опростен алгоритъм	По-сложен алгоритъм, особено за EKF
Приложения	Системи с фиксирани характеристики	Системи с променливи или нелинейни характеристики

Предимства на филтъра на Винер спрямо филтъра на Калман могат да се обобщят в следните точки

1. Простота на реализация: Филтърът на Винер е по-лесен за прилагане при стационарни условия.
2. Оптималност в стационарни системи: Осигурява висока точност за приложения с известни статистически характеристики на шума.
3. По-ниски изчислителни изисквания: Не изисква динамична актуализация, което го прави подходящ за системи с ограничени ресурси.

От друга страна сравнителният анализ може да бъде обобщен със следните недостатъци:

1. Липса на адаптивност: Не може да се адаптира към променящи се условия или нелинейности в системата.
2. Необходимост от предварителни данни: Изисква пълно познаване на спектралните характеристики на сигнала и шума.
3. Ограничен до стационарни условия: Не може да работи ефективно в динамични или времевариращи системи.

Филтърът на Винер е мощен инструмент за обработка на сигнали в стационарни системи, но филтърът на Калман е по-гъвкав и приложим за динамични и нелинейни системи. За оптимално управление на електрохидравлични системи с честотно управление, често се налага комбинирано използване на двата метода, като филтърът на Винер се прилага за статични задачи, а филтърът на Калман – за динамични и адаптивни приложения.

4.4. Други адаптивни методи за управление на динамични системи.

Освен филтрите на Калман и Винер, съществуват и други адаптивни методи, които намират приложение при управлението на динамични системи. Такива методи включват

метода на най-малките квадрати и неговите модификации, байесовите филтри, както и невронните мрежи и машинното обучение. Те предлагат възможности за оценка на параметри, прогнозиране на състояния и компенсиране на несигурност в системите. Тези подходи са особено полезни за нелинейни системи, системи с време вариращи параметри и такива, подложени на сложни шумови въздействия. Включването на тези методи разширява възможностите за оптимизация и интелигентно управление в разнообразни индустриални приложения.

Метод на най-малките квадрати и неговите модификации:

Този клас методи оптимизира параметрите на модела, така че сумата от квадратите на отклоненията между наблюдаваните и прогнозираните стойности да бъде минимална. Един от най-популярните адаптивни алгоритми е Recursive Least Squares (RLS), който се използва за ефективна и бърза адаптация в реално време. Тези методи са широко приложими за шумопотискане, идентификация на системи и линейно предсказание, като могат динамично да адаптират филтъра към променящите се условия на сигнала.

В основата на математическия модел стои диференциалното уравнение, описващо динамиката на електрохидравличната система:

$$T_{hid}(t) = J_l \cdot \dot{\omega}_l(t) + B_l \cdot \omega_l(t) + T_L(t) \quad (4.10)$$

където: $T_{hid}(t)$ - моментът, който реално достига до вала на хидравличния двигател; J_l - инерционен момент на вала на хидравличния двигател; B_l - коефициент на триене в хидравличния двигател; $T_L(t)$ - външният товар, приложен върху вала на хидравличния двигател.

Уравнение (4.10) описва баланса на въртящите моменти, като отчита инерционните сили, загубите от триене и влиянието на външното натоварване. Този подход е стандартен за моделиране на динамични системи и позволява да се анализира влиянието на различни параметри върху поведението на системата.

Моментът, генериран от хидравличния двигател, може да се определи от уравнението

$$T_{hid}(t) = \frac{V_d}{2\pi} \cdot \Delta P(t) = T_{hid}(t) = \frac{V_d}{2\pi} \cdot [P_{in}(t) - P_{out}(t)] \quad (4.11)$$

където V_d - работният обем на хидравличния двигател (обемът на течността, преместена за един оборот); $P_{in}(t)$ и $P_{out}(t)$ – налягането на входа и изхода на хидравличния двигател, измерени в момента от време t .

За да бъде приложен метода за адаптивно оценяване на параметрите, базиран на метода на най-малките квадрати, е необходимо уравнение (4.10) да бъде приведено в дискретна форма и съответствие със структурата на итерационната процедура, т.е.

$$\omega_l(k+1) = \omega_l(k) + \Delta t \cdot \frac{V_d}{2\pi \cdot J_l} \cdot [P_{in}(k) - P_{out}(k)] - \Delta t \cdot \frac{B_l}{J_l} \cdot \omega_l(k) - \Delta t \cdot \frac{T_L(k)}{J_l} \quad (4.12)$$

Външният товар $T_L(k)$ обикновено не е постоянна величина, а неговото точно предвиждане на всяка стъпка от итерационната процедура може да даде полезна информация за ефективното управление на електрохидравличната система. В тази работа е приет метод за определяне на текущите стойности на външното натоварване, базиран на итеративна оптимизация. Тъй като $T_L(k)$ участва в уравнение (4.12), методът за итеративната оптимизация може да се базира на тази зависимост, като минимизира разликата между предсказаната $\omega_l^{pred}(k)$ и измерената ъглова скорост $\omega_l^{meas}(k)$. Грешката между предсказаната и измерената ъглова скорост се определя от разликата

$$e(k) = \omega_l^{meas}(k) - \omega_l^{pred}(k) \quad (4.13)$$

където $\omega_l^{meas}(k)$ - измерената ъглова скорост в стъпка k ; $\omega_l^{pred}(k)$ - предсказаната ъглова скорост от модела.

Целта е да се определи тази стойност на $T_L(k)$, при която грешката $e(k)$ ще има минимална стойност. За итеративно актуализиране на $T_L(k)$ в тази работа е използван метода на градиентното спускане (SGD) (Stochastic gradient descent), които в този случай има вида

$$T_L(k+1) = T_L(k) - \eta \cdot \frac{\partial E}{\partial T_L} \quad (4.14)$$

където η е коефициент на обучение (learning rate), а $E(T_L)$ се определя от израза

$$E(T_L) = \frac{1}{2} \cdot \sum_{k=1}^N [\omega_l^{meas}(k) - \omega_l^{pred}(k)]^2 = \frac{1}{2} \cdot \sum_{k=1}^N e(k)^2 \quad (4.15)$$

където $E(T_L)$ - сумата на квадратите на грешките и показва колко добре моментът от товара $E(T_L)$ се доближава до реалното поведение на системата.

Методът на градиентното спускане е предпочетен в случая пред други оптимизационни подходи, тъй като осигурява ефективно приближение до оптималното решение без необходимост от предварителна информация за статистическите свойства на шума в системата. Освен това, градиентното спускане позволява бърза адаптация към динамично променящи се условия, което го прави подходящ за приложения, развиващи се в реално време. В сравнение с методи като Нютоновата оптимизация, които изискват изчисление на втората производна (Хесиева матрица), градиентното спускане е значително по-ефективен подход от изчислителна гледна точка и може лесно да бъде имплементирано в адаптивни алгоритми.

Целта е да се определят стойностите на $T_L(k)$, които минимизират функцията $E(T_L)$. Тъй като частната производна $\frac{\partial E}{\partial T_L}$ е функция на грешката $e(k)$ следва, че ако грешката е положителна (предсказаната скорост е по-малка от измерената), и е необходимо да се увеличи $T_L(k)$. Ако грешката е отрицателна трябва да се намали стойността на $T_L(k)$. Тази процедура постепенно настройва $T_L(k)$, докато грешката стане близка до нула. Градиентният метод обаче не гарантира винаги достигане до глобален минимум. В зависимост от началните условия и характеристиките на функцията на грешката $E(T_L)$, алгоритъмът може да попадне в локални минимума или да има бавна сходимост, особено ако повърхността на функцията на грешката съдържа плата или рязко изразени минимума. За да се подобри сходимостта, в практиката често се използват техники като адаптивен коефициент на обучение или добавяне на динамично ускорение в градиентното спускане, за да се избегне застояване в незначителни локални минимума и да се ускори достигането до глобалния минимум. В настоящото изследване, обаче, основният фокус е върху точността на оценката на товарния момент, а не върху ускоряване на сходимостта. В допълнение, приетият адаптивен метод за оценка осигурява стабилно поведение дори при липса на допълнителни техники за ускорение. Поради това е необходимо да се определи градиента по отношение на $T_L(k)$, т.е. как промяната на момента, създаван от външният товар влияе на грешката. За целта може да бъде използвано правилото за диференциране:

$$\frac{\partial E}{\partial T_L} = \sum_{k=1}^N e(k) \cdot \frac{\partial e(k)}{\partial T_L} \quad (4.16)$$

Тъй като разработвания алгоритъм работи в итерационната процедура е по-удачно вместо пълния градиент, който включва сума по всички итерации (което би било по-бавно и по-комплексно), да се използва стохастичният градиентен метод, който актуализира параметъра стъпково, като използва само текущата грешка:

$$T_L(k+1) = T_L(k) - \eta \cdot \frac{\partial e(k)}{\partial T_L(k)} \cdot e(k) \quad (4.17)$$

Сумата в (4.17) отпада, защото методът прави корекцията на всяка итерация, използвайки моментната грешка $e(k)$, вместо да чака да се акумулира информация от всички предходни стъпки. Това е основното предимство на стохастичния градиентен метод (SGD) спрямо класическото градиентно спускане, което използва средната стойност на всички грешки за обновяване на параметрите. Въпреки че SGD позволява по-бърза адаптация към текущите промени в системата и може да намери приближение до оптималното решение значително по-рано, той може да доведе до повишена вариативност в актуализацията на параметрите. Поради тази причина, стабилността на алгоритъма зависи от правилния избор на коефициента на обучение η . За да се определи частната производна на грешката $e(k)$ от момента, създаван от товара в k -та итерация може да се използва следното равенство:

$$\frac{\partial e(k)}{\partial T_L(k)} = \frac{\partial}{\partial T_L(k)} [\omega_l^{meas}(k) - \omega_l^{pred}(k)] \quad (4.18)$$

Тъй като $\omega_l^{meas}(k)$ не зависи от $\partial T_L(k)$, производната се преобразува в:

$$\frac{\partial e(k)}{\partial T_L(k)} = -\frac{\partial \omega_l^{pred}(k)}{\partial T_L(k)} \quad (4.19)$$

От уравнение (4.12) се вижда, че единственият член, зависещ от $\partial T_L(k)$, е $-\Delta t \cdot \frac{T_L(k)}{J_l}$. Следователно:

$$T_L(k+1) = T_L(k) + \eta \cdot \frac{\Delta t}{J_l} \cdot e(k) \quad (4.20)$$

Формула (4.20) е итеративната формула за актуализация на товарния момент, като се базира на стохастичният градиентен метод (SGD), който извършва актуализация стъпка по стъпка (на всяка итерация), използвайки само текущата грешка $e(k)$, което прави алгоритъма по-бърз и адаптивен. Тук коригираме $T_L(k)$ на всяка стъпка, така че грешката $e(k)$ да намалява.

Важен параметър при градиентното спускане е коефициентът на обучение η , който определя стъпката на актуализация на момент, определящ външния товар $T_L(k)$ при всяка итерация. Изборът на подходяща стойност за този коефициент е от съществено значение за бързината и стабилността на адаптацията. Ако η е твърде малък ($\eta \leq 0.01$), актуализацията на $T_L(k)$ ще се извършва твърде бавно, което може да доведе до значително закъснение в реакцията на алгоритъма спрямо реалните промени в системата. В такива случаи, корекцията на грешките ще бъде недостатъчно ефективна, а процесът може да изисква прекалено много итерации, за да достигне оптимален резултат. Ако η е има твърде голяма стойност ($\eta \geq 0.1$), алгоритъмът ще прави агресивни корекции, които могат да доведат до вариации около реалната стойност на $T_L(k)$ или дори до нестабилност на адаптацията. В този случай, товарният момент ще варира неестествено при всяка стъпка и може да се появят нежелани колебания в системата. Натрупаният опит от различни приложения показва, че началната стойност от $\eta = 0.05$ е добър компромис между бърза адаптация и стабилност. В зависимост от динамиката на системата, този параметър може да бъде допълнително настроен експериментално, за да се гарантира оптимално поведение.

Векторната форма на модела на метода на най-малките квадрати, който минимизира грешките между измерените и предсказаните стойности, има следния вид:

$$\omega_l(k+1) = \Phi(k) \cdot \theta + \varepsilon(k) \quad (4.21)$$

където: $\Phi(k)$ е матрица на регресорите; θ е вектора с параметрите от системата; $\varepsilon(k)$ – грешката на модела в k -та стъпка.

В тази работа, за разлика от класическия метод на най-малките квадрати (МНК), който се използва за идентификация на постоянни параметри, прилагаме МНК за динамична оценка на ъгловата скорост на вала на хидравличния двигател $\omega_l(k)$ и момента на външния товар $T_L(k)$. Това се постига чрез минимизиране на грешката $\varepsilon(k)$, дефинирана като разликата между измерената и предсказаната стойност на ъгловата скорост:

$$\sum_k \varepsilon^2(k) = \sum_k [\omega_l^{meas}(k+1) - \Phi(k) \cdot \theta]^2 \quad (4.22)$$

За извеждане на $\Phi(k)$ и θ , привеждаме уравнение (4.12) в следния вид, като отчитаме, че $T_L(k)$ се оценява отделно чрез итерационна процедура за стохастичен градиентен метод (SGD):

$$\omega_l(k+1) = \left(1 - \Delta t \cdot \frac{B_l}{J_l}\right) \cdot \omega_l(k) + \Delta t \cdot \frac{V_d}{2\pi J_l} \cdot [P_{in}(k) - P_{out}(k)] \quad (4.23)$$

Матрицата на регресорите $\Phi(k)$ се състои от входните величини на модела, които определят динамиката на системата, и служи като основа за оценяването на неизвестните параметри чрез метода на най-малките квадрати. За разлика от стандартните приложения на метода на най-малките квадрати, в настоящото изследване величините, които се оценяват динамично, са ъгловата скорост на вала на хидравличния двигател $\omega_l(k)$ и товарният момент $T_L(k)$, тъй като те се променят във времето и трябва да бъдат точно определени за управлението на системата. Във връзка с казаното матрицата $\Phi(k)$ може да бъде записана по следния начин:

$$\Phi(k) = [P_{in}(k+1) - P_{out}(k+1) \quad \omega_l^{meas}(k+1)] \quad (4.24)$$

В настоящата работа с достатъчна за реалните приложения точност приемаме, че измерената стойност на ъгловата скорост $\omega_l^{meas}(k)$ се използва директно като входна величина в модела. Това решение се основава на факта, че сензорните измервания, макар и подложени

на известни грешки, предоставят по-достоверна информация за реалната динамика на системата в сравнение с резултата от натрупване на предсказани стойности. Използването на измерени данни предотвратява натрупването на грешки в итерационния процес, което е особено важно за дългосрочната стабилност на модела. Освен това, този подход позволява на метода на най-малките квадрати (МНК) да бъде по-прецизен при оценката на ъгловата скорост и товарния момент, без да е необходимо допълнително филтриране или адаптивни алгоритми за избор на оптимални стойности. Ето защо пълният вид на матрицата (4.24) ще бъде:

$$\Phi_N(k) = \begin{bmatrix} P_{in}(k+1) - P_{out}(k+1) & \omega_l^{meas}(k+1) \\ P_{in}(k) - P_{out}(k) & \omega_l^{meas}(k) \\ P_{in}(k-1) - P_{out}(k-1) & \omega_l^{meas}(k-1) \\ \vdots & \vdots \\ P_{in}(0) - P_{out}(0) & \omega_l^{meas}(0) \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

В настоящия рекурсивен алгоритъм обаче, за минимизиране на изчислителната сложност, използваме само матрицата (4.24).

Векторът на параметрите θ съдържа постоянните физически коефициенти на системата, които определят връзката между входните величини $P_{in}(k) - P_{out}(k)$ и $\omega_l(k)$ в текущата итерация и изходната ъглова скорост $\omega_l(k+1)$ в следващата итерация

$$\theta = \begin{bmatrix} \Delta t \cdot \frac{V_d}{2\pi \cdot J_l} \\ 1 - \Delta t \cdot \frac{B_l}{J_l} \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

За привеждане на алгоритъма към концепцията на рекурсивно оценяване на параметрите е необходимо да бъде дефиниран коефициентът на рекурсивно усилване $K(k)$:

$$K(k) = P(k) \cdot \Phi^T(k) \cdot [\lambda + \Phi(k) \cdot P(k) \cdot \Phi^T(k)]^{-1} \quad (4.27)$$

където λ – тегловен коефициент (forgetting factor); $P(k)$ – ковариационна матрица на оценките.

Чрез тегловния коефициент се контролира скоростта на адаптация на алгоритъма. По-ниски стойности на λ (близки до 0.95) придават по-голяма тежест на новите измервания, което прави алгоритъма по-адаптивен към промени в динамиката на системата. По-високи стойности (близки до 1) намаляват влиянието на новите данни и запазват повече информация от предходните оценки, което води до по-плавна корекция. Тъй като процесите в електрохидравличната система не се изменят рязко във времето, в тази работа е приета стойност $\lambda = 0.99$, което осигурява добър баланс между стабилност и адаптивност на алгоритъма.

Тъй като моментът, създаван от външния товар $T_L(k)$, се определя чрез отделен стохастичен градиентен метод (SGD), в рекурсивния алгоритъм (RLS) се включва оценяването на ъгловата скорост $\omega_l(k)$ и разликата в налягането $P_{in}(k+1) - P_{out}(k+1)$. Това позволява по-прецизно адаптивно оценяване, тъй като динамиката на системата е пряко зависима и от тези два параметъра.

Използването на RLS за $\omega_l(k)$ и SGD за $T_L(k)$ е обосновано от различните механизми на актуализация. RLS минимизира натрупаните грешки, докато SGD извършва бързи корекции стъпка по стъпка. Включването на $T_L(k)$ в RLS би довело до конфликт между двата метода, което може да намали ефективността на адаптивната оценка. Векторът на оценяваните параметри е:

$$X(k) = \begin{bmatrix} \hat{\omega}_l(k) \\ \Delta \hat{P}(k) \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

където $\hat{\omega}_l(k) = \omega_l^{pred}(k)$ е оценката на ъгловата скорост на вала на хидравличния двигател в k -та стъпка; $\Delta \hat{P}(k)$ е оценката на разликата между налягането на входа и изхода на хидравличния двигател в k -та стъпка.

При адаптивното оценяване на тези параметри е необходимо да се изведе съответна ковариационна матрица, която дефинира неопределеността в оценките:

$$P(k) = \begin{bmatrix} \sigma_{\omega}^2 & 0 \\ 0 & \sigma_{\Delta P}^2 \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

където σ_{ω}^2 е дисперсията на грешките в оценката на ъгловата скорост; $\sigma_{\Delta P}^2$ е дисперсията на грешките в оценката на разликата в налягането.

Първоначално дисперсиите в $P(k)$ се задава с високи стойности, което позволява на алгоритъма гъвкавост при началните итерации, а впоследствие стойностите се актуализират динамично, което води до намаляване на неопределеността с времето.

Рекурсивната формула за актуализиране на оценките е:

$$X(k+1) = X(k) + K(k) \cdot \delta(k) \quad (4.30)$$

където векторът на грешките $\delta(k)$ има следния вид:

$$\delta(k) = \begin{bmatrix} \omega_l^{meas}(k+1) - \hat{\omega}_l(k) \\ \Delta P^{meas}(k+1) - \Delta \hat{P}(k) \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

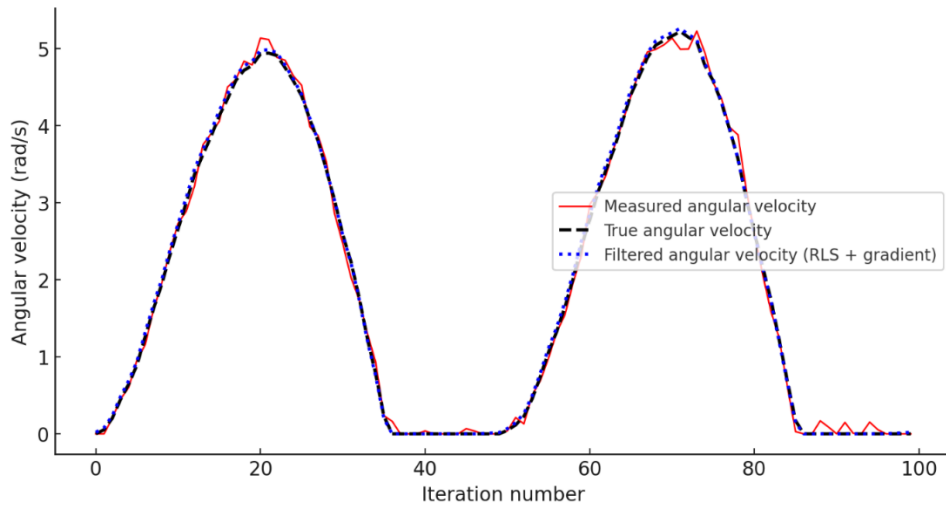
където $\omega_l^{meas}(k+1)$ е измерената стойност на ъгловата скорост в $k+1$ – та итерация; $\Delta P^{meas}(k+1)$ е измерената стойност на разликата в налягането в $k+1$ – та итерация.

След всяка итерация ковариационната матрица $P(k)$ се актуализира, като взима предвид новопостъпилата информация и по този начин намалява неопределеността в оценките. Процедурата за актуализация се определя от матричното уравнение:

$$P(k+1) = P(k) - K(k) \cdot \Phi(k) \cdot P(k) \quad (4.32)$$

Тази корекция гарантира, че алгоритъмът остава адаптивен към промените в динамиката на системата, като същевременно подобрява точността на оценките на ъгловата скорост и разликата в налягането.

За да се оцени ефективността на предложения адаптивен метод за оценка на параметрите, е разработен симулационен модел в средата *MATLAB/Simulink*. Моделът включва електрохидравличната система от фиг.3.1 с динамично променящ се товар и механизъм за адаптивно оценяване на ъгловата скорост и товарния момент. Представените резултати илюстрират поведението на системата в условия на изменящи се входни въздействия. Оценката на ъгловата скорост се извършва чрез рекурсивния метод на най-малките квадрати (RLS), а моментът на външния товар се актуализира чрез стохастичен градиентен метод (SGD).



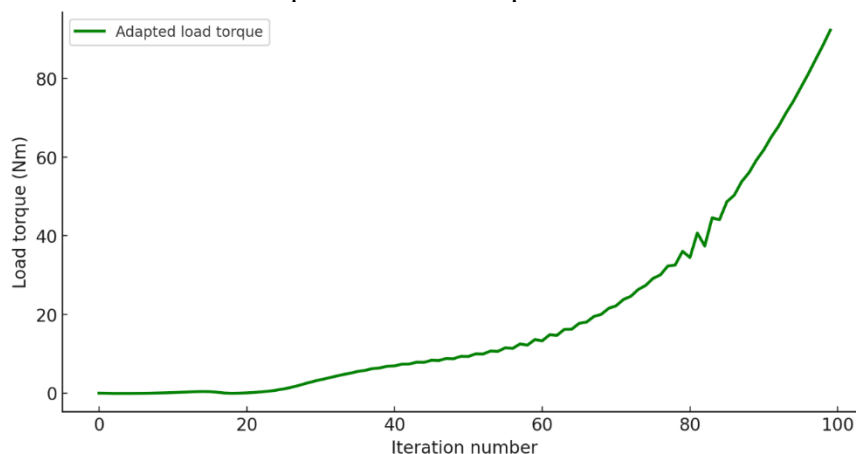
Фиг. 4.2. Сравнение на измерената, истинската и филтрираната ъглова скорост, оценена чрез RLS с градиентна корекция.

На фиг. 4.2 са представени в графичен вид кривите, илюстриращи измерената ъглова скорост (червената крива), истинската ъглова скорост (черната пунктирна крива) и оценената чрез рекурсивния метод на най-малките квадрати ъглова скорост (синята пунктирна крива). От графиката се вижда, че измерената ъглова скорост съдържа значителни колебания и шум, което затруднява нейното директно използване за управление. Въпреки тези флуктуации, оценката, получена чрез рекурсивния метод на най-малките квадрати, следва с висока точност истинската ъглова скорост. Това показва, че алгоритъмът ефективно елиминира измервателния

шум и осигурява точно определяне на ъгловата скорост в реално време. Разликата между истинската и оценената ъглова скорост е минимална, което демонстрира добрата сходимост на алгоритъма. Дори при резки промени в движението, филтрираната ъглова скорост остава стабилна и следва динамиката на системата с малко закъснение.

Резултатите потвърждават, че предложената методика осигурява висока точност и стабилност на оценките, което е от съществено значение за приложението на метода в реални електрохидравлични системи. Успешното потискане на шума и елиминирането на паразитните колебания прави метода подходящ за управление на динамични процеси, където надеждността на оценките е критична.

Динамиката на оценения товарен момент $T_L(k)$ е показана на фиг. 4.3. Кривата е получена чрез стохастичният градиентен метод (SGD). Графиката показва как моментът, създаван от външния товар, се адаптира с всяка итерация, като постепенно следва нарастващата тенденция на реалното натоварване.



Фиг. 4.3. Адаптивна оценка на момента на външния товар чрез стохастичен градиентен метод (SGD).

В началните итерации товарният момент е сравнително малък и се изменя плавно, което е резултат от първоначалната неопределеност в оценките. С напредването на итерациите алгоритъмът успява по-точно да проследи изменението на товара, като осигурява плавна и стабилна адаптация. В края на симулацията се наблюдава увеличение на товарния момент, което показва, че алгоритъмът успешно идентифицира промените в динамичното натоварване.

Липсата на значителни вариации и резки отклонения в оценката на товара потвърждава стабилността на алгоритъма. Това е особено важно в приложения, където моментът на натоварване може да варира поради външни фактори, като промяна в работните условия или външни смущения.

Получените резултати показват, че комбинираното използване на RLS за оценка на ъгловата скорост и SGD за оценка на товарния момент осигурява надеждно и адаптивно проследяване на динамиката на системата. Този подход позволява бързо адаптиране към променящи се условия, като същевременно запазва стабилност и минимизира грешките в оценките.

Байесови филтри:

Това са широк клас методи, базирани на Байесовата статистика, които изчисляват условните вероятности за състоянията на системата при наличието на шумни или непълни данни. Филтърът на Калман е специален случай на линейни и Гаусови-Байесови филтри. Байесовите филтри включват и нелинейни алгоритми като Particle Filter (филтър на частици), които предоставят гъвкавост при моделиране на сложни вероятностни разпределения и по-реалистични динамични системи.

Байесовите филтри са методи за оценка на състоянието на динамични системи, базирани на прилагането на Байесовата теорема за вероятности. Те позволяват да се изчисли

условна вероятност за състоянието на системата при наличието на наблюдения и шумни измервания.

Основен принцип (Байесовата теорема):

$$P(x_k | Z_k) = \frac{P(Z_k | x_k) \cdot P(x_k)}{P(Z_k)} \quad (4.33)$$

където: x_k е състоянието в момент k , Z_k са всички измервания до момент k , $P(x_k | Z_k)$ е апостериорната вероятност (оценено състояние с наличните измервания), $P(Z_k | x_k)$ е вероятност на наблюденията при дадено състояние, $P(x_k)$ е априорната вероятност на състоянието, $P(Z_k)$ е нормализираща константа.

Стъпки на Байесов филтър:

- Предсказване (Prediction step):

Прогнозира се следващото състояние на системата на базата на предходното:

$$P(x_k | Z_{k-1}) = \int P(x_k | x_{k-1}) \cdot P(x_{k-1} | Z_{k-1}) dx_{k-1} \quad (4.34)$$

- Обновяване (Update step):

Актуализира се оценката на състоянието, като се включва новото измерване z_k :

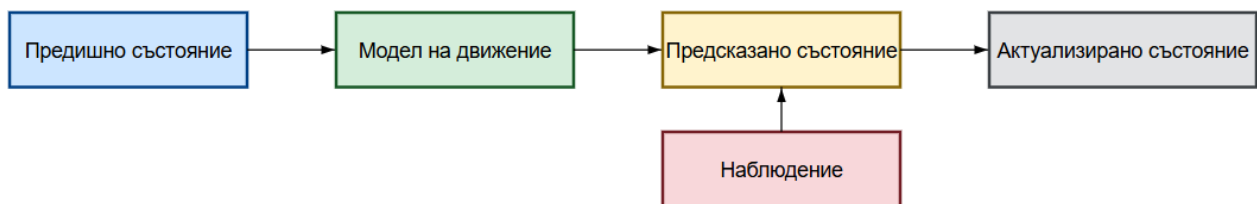
$$P(x_k | Z_k) = \frac{P(z_k | x_k) \cdot P(x_k | Z_{k-1})}{P(z_k | Z_{k-1})} \quad (4.35)$$

Фиг.4.4 е визуално обяснение на това как работи бейесовият филтър – алгоритъм за оценка на скрити състояния, който комбинира предишни знания и нови измервания, за да подобри преценката.

В нея се виждат основните етапи:

- Предишно състояние – текущото ни „вярване“ за системата преди да приложим нова информация.
- Модел на движение – математическото правило, с което предсказваме как ще се промени състоянието при дадено управление.
- Предсказано състояние – получената прогноза след модела на движение.
- Наблюдение – новите данни от сензори или измервания.
- Актуализирано състояние – крайният резултат, който съчетава прогнозата с измерването, за да получим по-точна оценка.

Стрелките показват потока на информацията: от предишната оценка през предсказване към комбиниране с наблюдението до новата актуализирана оценка.



Фиг.4.4 Блок схема на Байесов филтър

Съществуват три основни вида Байесови филтри:

Филтър на Калман (Kalman Filter)

Използва се за линейни динамични системи с Гаусови шумове.

Модел:

- Състояние:

$$x_k = Ax_{k-1} + Bu_{k-1} + w_{k-1} \quad (4.36)$$

- Измерване:

$$z_k = Hx_k + v_k \quad (4.37)$$

където шумовете w_{k-1} и v_k са гаусови с ковариации Q и R .

Основни стъпки:

- Предсказване:

$$\hat{x}_{k|k-1} = A\hat{x}_{k-1|k-1} + Bu_{k-1} \quad (4.38)$$

$$P_{k|k-1} = AP_{k-1|k-1}A^T + Q \quad (4.39)$$

- Актуализация:

$$K_k = P_{k|k-1}H^T(HP_{k|k-1}H^T + R)^{-1} \quad (4.40)$$

$$\hat{x}_{k|k} = \hat{x}_{k|k-1} + K_k(z_k - H\hat{x}_{k|k-1}) \quad (4.41)$$

$$P_{k|k} = (I - K_kH)P_{k|k-1} \quad (4.42)$$

Разширен филтър на Калман (Extended Kalman Filter, EKF)

Използва се за нелинейни системи.

- Нелинейни модели:

$$x_k = f(x_{k-1}, u_{k-1}) + w_{k-1} \quad (4.43)$$

$$z_k = h(x_k) + v_k \quad (4.44)$$

Функциите f и h са нелинейни.

- Линеаризация чрез Якоби:

$$A_k = \frac{\partial f}{\partial x} \big|_{\hat{x}_{k-1|k-1}, u_{k-1}}, H_k = \frac{\partial h}{\partial x} \big|_{\hat{x}_{k|k-1}} \quad (4.45)$$

След което се прилагат формулите на стандартния Калман филтър, но с A_k , H_k , вместо A , H .

Филтър на частици (Particle Filter)

Използва се при силно нелинейни и негаусови системи.

- Представа вероятностното разпределение чрез набор от частици (samples) $\{x_k^{(i)}, w_k^{(i)}\}_{i=1}^N$.

- Частиците се преместват според динамичния модел, теглата се актуализират според вероятността на наблюденията.

- След това се извършва ресемплиране, за да се избегне изчезване на частиците с малки тежести.

Тези филтри са специализирани реализации на Байесовата теория за адаптивна оценка на състоянието.

Обобщение:

- Байесовите филтри решават задача за последователна оценка на скритите състояния, комбинирайки предсказания от модела и измервания с шум.
- Те са базата на конкретни филтри като филтъра на Калман (за линейни и Гаусови системи) и филтрите на частици (за нелинейни и негаусови случаи).
- Позволяват гъвкаво моделиране на вероятностните разпределения, което е особено полезно в сложни, шумни и нестационарни среди.

Невронни мрежи и машинно обучение:

Съвременните подходи за адаптивно управление използват невронни мрежи, които могат да моделират нелинейни системи чрез обучение от данни и да се адаптират към промени в динамиката. Машинното обучение дава възможност за автоматизирана идентификация на модели и прогнози в сложни среди, където класическите филтри не са ефективни. Тези методи са приложими в роботика, автономни превозни средства, финансови системи и други области с големи данни и високото изчислително натоварване.

Невронните мрежи и машинното обучение са взаимосвързани области в изкуствения интелект, където машините се учат да разпознават модели и да вземат решения на базата на данни.

Изкуствените невронни мрежи са модели, съставени от свързани изкуствени неврони, които имитират начина, по който невроните в биологичния мозък обработват информация. Всяка връзка има тегло, което усилва или отслабва сигнала. Невроните приемат входни

сигнали, изчисляват сбор или друг вид агрегация на сигналите, и след това подават нелинеен изход според активационна функция (напр. прагова или друга нелинейна функция).

Формула за изчисляване на сумата на входовете на неврон j :

$$NET_j = \sum_i W_{ij} \times x_i \quad (4.46)$$

където: W_{ij} са теглата, а x_i са входните стойности.

Функцията на активация може да е прагова:

$$OUT_j = \begin{cases} 1 & \text{ако } NET_j > \theta_j \\ 0 & \text{иначе} \end{cases} \quad (4.47)$$

Процес на обучение на невронна мрежа

Обучението представлява корекция на теглата, с цел минимизиране на разликата между прогнозирания и истинския изход. Например, алгоритъмът на перцептрона включва:

- Инициализация на теглата.
- Изчисляване на изхода за даден вход.
- Изчисляване на грешка:

$$error_j = target_j - output_j \quad (4.48)$$

- Корекция на теглата според грешката.

Машинното обучение (Machine Learning) е научен метод, чрез който компютрите автоматично се учат от данни и подобряват способността си за вземане на решения без да са експлицитно програмирани. Основните понятия включват:

Модел:

- математическа формула или алгоритъм, който се "учи" от данните.

Обучение:

- процес на настройка на параметрите на модела с набор от данни.

Набор от данни:

- включва входни характеристики (features) и често резултати (labels).

Видове обучение:

- контролирано, неконтролирано, подсилващо.

Схема на типична невронна мрежа

Входен слой:

- приема входните данни.

Скритите слоеве:

- обработват входните данни чрез изкуствени неврони.

Изходен слой:

- дава крайния резултат.

Сигналят следва по посока от входния към изходния слой, като при преминаване теглата и функциите на активация преобразуват данните.

Тази рамка включва математически формули за сумиране на входни стойности, активационни функции, и основен алгоритъм за обучение на невронна мрежа.

Перцептрон (еднослоен неврон)

- Сума на входовете:

$$NET = \sum_{i=1}^n w_i x_i + b \quad (4.49)$$

където w_i са теглата, x_i са входовете, а b е пристрастие (bias).

- Активираща функция (например стъпкова):

$$OUT = \begin{cases} 1, & NET \geq 0 \\ 0, & NET < 0 \end{cases} \quad (4.50)$$

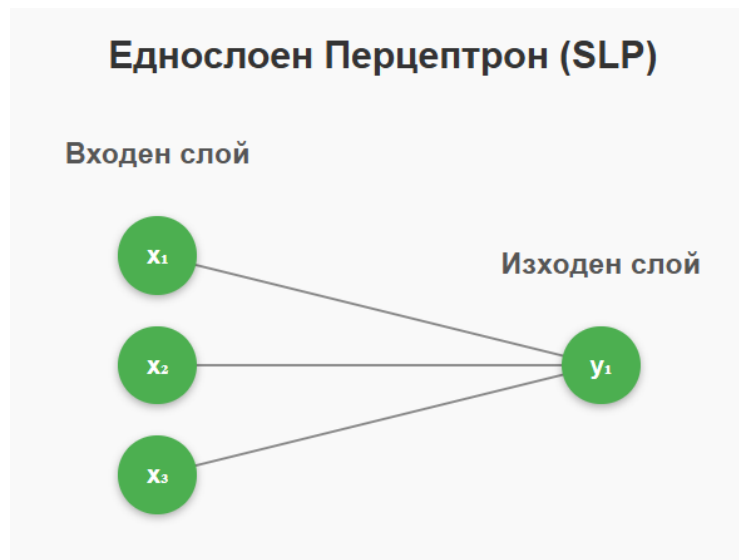
- Актуализация на теглата (обучение):

$$w_i := w_i + \eta \times (t - OUT) \times x_i \quad (4.51)$$

където η е скоростта на обучение, а t е целевата стойност.

Схема на еднослоен неврон е показана на фиг.4.5:

- Входните стойности $x_1, x_2, \dots, x_n$ се умножават с теглата $w_1, w_2, \dots, w_n$.
- Сборът с пристрастие b се подава към активиращата функция.
- Резултатът е изходът на неврона.



Фиг.4.5. Схема на еднослоен перцептрон

Многослойна перцептронна мрежа (MLP) с обратна пропация (Backpropagation)

Обратната пропация е основен алгоритъм за обучение на изкуствени невронни мрежи. Тя служи за оптимизиране на теглата на връзките между невроните, с цел минимизиране на грешката между предсказания изход на мрежата и реалните стойности.

Процесът включва следните стъпки:

- Пропация напред (Forward propagation): Данните постъпват във входния слой и преминават през скритите слоеве до изходния слой, където се изчислява прогнозираният резултат.
- Изчисляване на грешката: Разликата между действителния (целевия) изход и изхода, който мрежата е предсказала.
- Обратна пропация (Backpropagation): Грешката се "разпространява" обратно през слоевете на мрежата, като се изчислява градиентът (производната на грешката) спрямо всеки параметър (тегло) в мрежата.
- Актуализация на теглата: Използвайки градиентното спускане (gradient descent) или друг оптимизационен метод, теглата се коригират с цел да се намали грешката при следващата итерация.

Обратната пропация е ефективен метод за обучение на многослойни невронни мрежи, защото автоматично изчислява градиентите, необходими за оптимизация на сложни модели.

По същество обратната пропация е алгоритъм за обучение, който позволява на невронната мрежа да се коригира и подобрява представянето си чрез итеративна корекция на параметрите въз основа на обратна връзка от грешките, получени при предсказване.

- Вход към един неврон в слой l :

$$z_j^{(l)} = \sum_i w_{ji}^{(l)} a_i^{(l-1)} + b_j^{(l)} \quad (4.52)$$

където $w_{ji}^{(l)}$ са теглата от неврон i от предишния слой към неврон j в текущия, $a_i^{(l-1)}$ са активациите на предишния слой, $b_j^{(l)}$ е пристрастие.

- Активираща функция (например sigmoid):

$$a_j^{(l)} = \frac{1}{1 + e^{-z_j^{(l)}}} \quad (4.53)$$

- Функция на грешката (например средно квадратична):

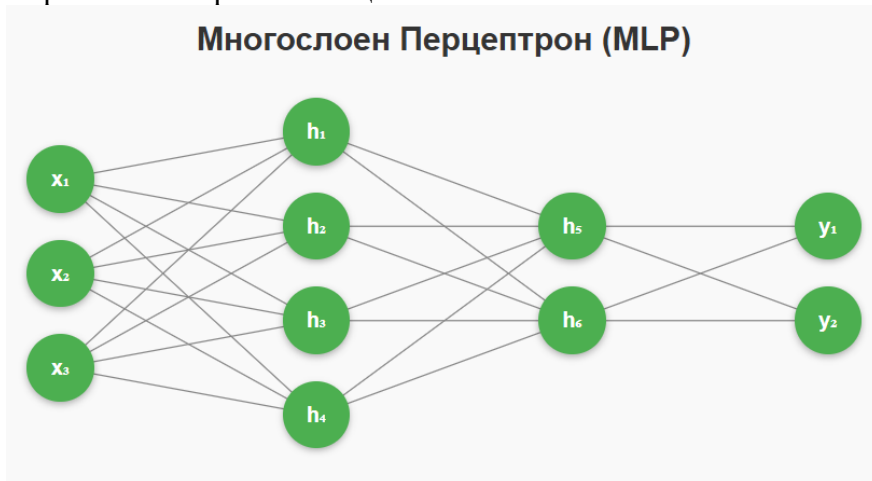
$$E = \frac{1}{2} \sum_j (t_j - a_j)^2 \quad (4.54)$$

- Актуализация на теглата чрез обратна пропация:

$$w_{ji}^{(l)} := w_{ji}^{(l)} - \eta \frac{\partial E}{\partial w_{ji}^{(l)}} \quad (4.55)$$

Схема на многослоен перцептрон е показана на фиг.4.6:

- Входен слой - скрити слоеве (по един или повече) - изходен слой.
- Всеки неврон комбинира входове с тегла, прилага активационна функция.
- Обучението включва изчисляване на грешката в изходния слой и обратно разпространение на грешката с цел нагласяне на теглата.



Фиг.4.6. Схема на многослоен перцептрон

ГЛАВА 5

ПРИЛОЖЕНИЕ НА ФИЛТЪРА НА КАЛМАН В ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНАТА СИСТЕМА

Филтърът на Калман е мощен инструмент за оптимално управление на електрохидравлични системи, особено в условия на динамични натоварвания и шумни измервания. Той се използва за изглаждане на данни от сензори, прогнозиране на състояния като натоварване и налягане, и компенсиране на отклонения, предизвикани от нелинейности и външни въздействия. Чрез интеграция на филтъра в управлението на системата се постига по-голяма точност, стабилност и енергийна ефективност. Филтърът на Калман също така предоставя основа за адаптивно управление, като позволява на системата да се адаптира към променящите се условия в реално време.

5.1. Повишаване на точността на измерванията и намаляване на шума

Филтърът на Калман дава възможност за създаване на алгоритъм за повишаване на точността на измерванията в електрохидравлични системи чрез оценка на истинските стойности на състоянията въз основа на математически модели и статистическа обработка на данни. Методът намалява ефекта на шума, присъстващ в измерванията от сензори, и компенсира несъвършенствата в наблюденията. Основната цел е да се подобри надеждността на информацията, използвана за управление на системата, като се постигне оптимално съответствие между измерените и реалните стойности дори при динамични условия и наличие на външни смущения. Така например, при измерване на скоростта на хидравличния двигател чрез тахогенератора може да има шум в измерванията си, особено при динамични натоварвания. Филтърът на Калман може да се приложи, за да изглади измерванията на скоростта и да премахне шума. Това ще предостави по-надеждна информация за ПИД регулатора. Освен това, това осигурява по-стабилно управление и по-малко колебания в скоростта.

5.2. Въведение

Електрохидравличните системи играят важна роля в съвременните индустриални приложения, при които се изисква управление на големи сили в условия на ограничено пространство, висока динамика и надеждност [167]. Тяхната способност да съчетават висока енергийна плътност с гъвкаво електронно управление ги прави особено подходящи за комплексни инженерни решения, включително при променливи натоварвания и нестабилни външни въздействия [168, 169].

Наред с тези предимства обаче, електрохидравличните системи са свързани и с редица несъвършенства. Те притежават ясно изразена нелинейност, подлежат на загуби в резултат на хидравлични съпротивления, температурни колебания и динамични колебания на компонентите [170]. Освен това, електронното управление в такива системи често е тясно обвързано с конкретната структура на крайния обект на управление. Това означава, че алгоритмите за управление трябва да бъдат внимателно адаптирани спрямо спецификата на приложението, което налага гъвкавост и възможност за персонализиране на статичните и динамичните характеристики на хидравличния модул [171, 172].

В редица съвременни инженерни приложения, при които се изисква прецизно позициониране, електрохидравличните системи играят важна роля [173]. Сред тях се открояват: CNC машини с висока товароносимост, позициониращи платформи за симулация на натоварвания, хексаподни системи с паралелна кинематика, индустриални роботи за тежки операции, изпитвателни стендове за аерокосмическа и автомобилна техника, както и специализирани прецизни актуатори, използвани в изследователски съоръжения [174]. Тези

системи изискват не само предаване на значителна мощност, но и изключително висока точност на позициониране, стабилност на движение и повтаряемост [175, 176, 177]. Подобна необходимост от висока точност и надеждност е акцентирана и в други високоенергийни и прецизни инженерни приложения [178].

Подобни приложения поставят допълнителни изисквания към електрохидравличните системи, които надхвърлят традиционните параметри като мощност и скорост [179, 180]. Това налага използването на съвременни подходи за динамична компенсация на грешки, повишаване на стабилността и подобряване на точността на управлението на електрохидравлични системи, включително индустриални актуатори, изпитвателни устройства и задвижващи модули, работещи в условия на изменящи се натоварвания и външни смущения [181]. Сред основните недостатъци са затрудненото моделиране на определени състояния, зависимостта от статични оценки на параметри и чувствителността на системата към несъответствия между реалното ѝ поведение и описаната от модела динамика – проблеми, които налагат прилагането на адаптивни и структурно гъвкави подходи [182, 183, 184].

Развитието на микропроцесорната техника, вградените изчислителни системи и методите за управление в реално време предоставят нови възможности за интегриране на интелигентни алгоритми, които компенсират нелинейностите, повишават точността и адаптират поведението на електрохидравличните системи към променящите се условия. В съвременната теория и практика съществува голямо разнообразие от интелигентни алгоритми, използвани за управление и оценка на състоянията в електрохидравличните системи. Те могат да бъдат класифицирани в четири основни групи: стохастични методи (като филтри на Калман и Байесови оценки), адаптивни техники (включващи рекурсивна идентификация и самонастройващи се модели), алгоритми, базирани на изкуствен интелект (невронни мрежи, fuzzy logic) и хибридни структури, съчетаващи предимства от различните класове. Изборът на подход зависи от спецификата на приложението, измервателната достъпност и динамичните характеристики на системата.

Един от особено ефективните подходи в подобни среди е адаптивният филтър на Калман (Adaptive Kalman Filter, AKF), който актуализира динамично ковариационните матрици на шума спрямо текущите условия на работа [185]. Това позволява повишена устойчивост и точност при наличие на неопределености, шумове и променливи натоварвания – характеристики, типични за електрохидравлични системи [186]. За системи с висок брой състояния и силно нелинейна динамика особено успешно се прилага ансамбловият филтър на Калман (Ensemble Kalman Filter, EnKF), който използва множество симулации за приближение на ковариационната структура, като по този начин преодолява ограниченията на класическия филтър при нелинейни приложения [187, 188]. Заедно с това, при силно нелинейни системи приложение намират и разширеният филтър на Калман (Extended Kalman Filter, EKF) и усъвършенстваният филтър на Калман (Unscented Kalman Filter, UKF) [189, 190]. Освен тях, в редица приложения се използват и байесови подходи (Bayesian estimation), които позволяват интегриране на предварителна информация и адаптация към неопределени и динамично променящи се условия [191].

Друг подход, намиращ широко приложение, включва адаптивни техники, които позволяват динамична промяна на параметрите на модела или регулатора в зависимост от текущите условия. Такива решения, като рекурсивна идентификация и самонастройващи се модели, се използват успешно за подобряване на устойчивостта и точността в реално време при променливи натоварвания и нелинейна динамика [192]. Алгоритмите, базирани на изкуствен интелект, като невронни мрежи и fuzzy logic, се използват все по-често при

моделиране и управление на електрохидравлични системи с трудно предсказуемо поведение. Способността им да се обучават от данни и да улавят сложни зависимости ги прави особено подходящи в условия на нелинейност и неопределеност [193, 194]. В последните години се разработват и хибридни структури, които комбинират предимствата на класически контролери и интелигентни методи, повишавайки адаптивността и устойчивостта на системата [195].

Въпреки доказаната ефективност на тези методи в контрол и оценка на състоянията, прилагането им в реални електрохидравлични системи често среща съществени предизвикателства. Много от класическите алгоритми разчитат на предварително зададени модели и фиксирани параметри, които не винаги отразяват реалната динамика на системата. От друга страна, някои интелигентни и хибридни подходи изискват сложна настройка или значителни изчислителни ресурси, което ограничава тяхната практическа приложимост в среди с ограничена изчислителна мощност или с изисквания за бърза адаптация в реално време. Освен това, чувствителността към параметрични несъответствия, временни закъснения и слаба измервателна достъпност ограничава възможността за поддържане на висока точност при променливи работни условия.

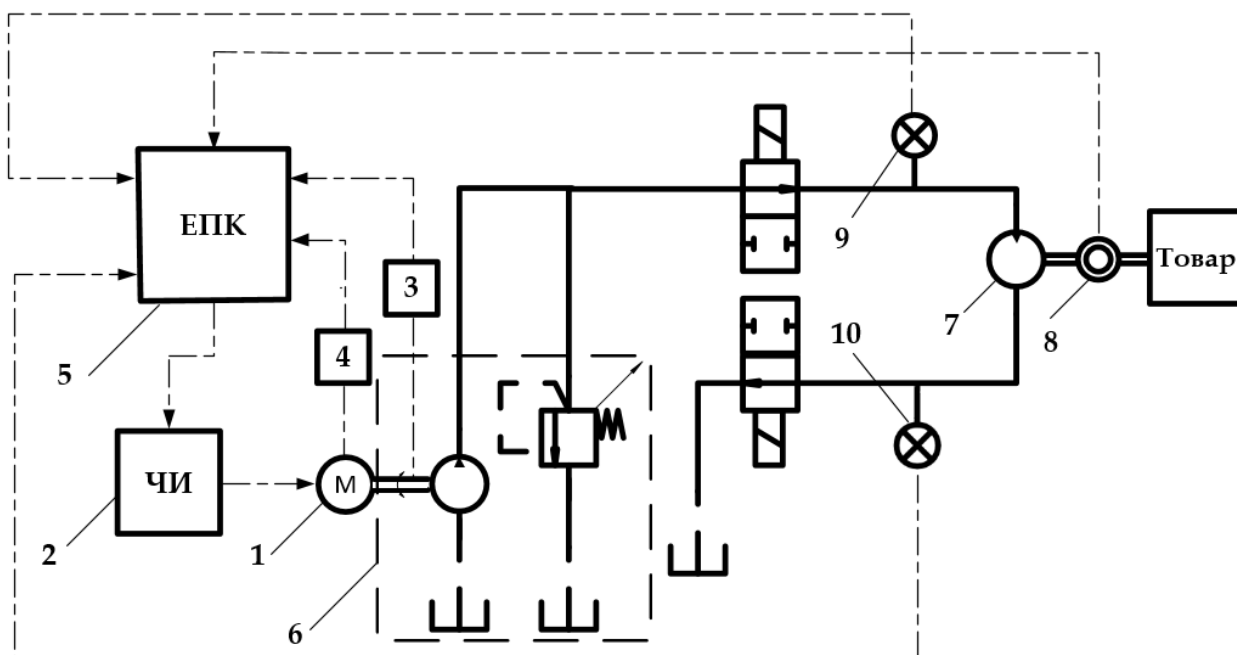
Във връзка с всичко това, в настоящата монография се предлага модел, базиран на структурата на филтъра на Калман, предназначен за повишаване на точността, стабилността и адаптивността при оценка на състоянията в електрохидравлични системи, работещи при динамични натоварвания и променлива измервателна среда. Основната цел на разработения подход е да осигури надеждно проследяване и своевременно прогнозиране на измененията в натоварването, което от своя страна позволява активна адаптация на управляващите действия към реалните условия на работа. Така системата може ефективно да се адаптира както към присъщите инерционни и хидравлични нелинейности, така и към случайни смущения, като при това запазва важната информация за динамиката на обекта. С оглед на необходимостта от по-точна оценка на състоянията, които не могат да бъдат описани чрез устойчиви диференциални зависимости или подлежат на косвено измерване, в модела е приложена структурна адаптация на филтъра на Калман, при която едно от състоянията се определя алгебрично на всяка стъпка от алгоритъма. Това позволява съчетаване на линейната структура на алгоритъма с по-гъвкаво включване на трудно измерими променливи – какъвто е и случаят при анализираната електрохидравлична система. В работата се използва емпирично моделиране при идентификацията на динамиката на външния товар. Вместо да се използва предварително зададена или константна стойност, товарът се разглежда като динамична променлива, оценявана въз основа на експериментални данни и числен анализ. По този начин филтърът отчита текущото поведение на системата при изменящи се натоварвания и осигурява по-добро съответствие между модела и реалната работа на електрохидравличната система.

В рамките на разработения модел е реализиран адаптивен механизъм за актуализиране на ковариационните матрици, които характеризират грешките в модела и при измерване. За разлика от традиционните подходи с фиксирани стойности, тук дисперсиите се изчисляват в реално време чрез анализ на разликите между измерени и прогнозирани изменения на състоянията. Това дава възможност за автоматично адаптиране на филтъра към нелинейности, външни въздействия и промени в динамиката на системата. Допълнително е въведен хибриден алгоритъм за адаптивно определяне на ковариационната матрица на грешките при измерване, който съчетава експоненциално изглаждане и локална регресия. Този подход позволява своевременно отчитане на измененията в характеристиките на сензорите и осигурява устойчива реакция на филтъра при краткотрайни смущения и колебания в измервателната среда.

5.3. Описание на електрохидравличната система

Структурната схема на изследваната електрохидравлична система с добавени нови измервателни канали е показана на фиг.5.1 и включва електромеханичен и хидравличен модул, измервателни преобразуватели и вграден компютърен блок за обработка и управление.

Електромеханичният модул се състои от асинхронния електродвигател 1, управляван чрез честотния инвертор 2. Към вала на електродвигателя е монтиран инкрементален енкодер 3 за измерване на ъгловата скорост, както и токов сензор тип Hall 4 за измерване на тока, пропорционален на генерирания електромагнитен момент. Към вградения изчислителен модул 5 постъпват както сигналът от енкодер за ъглова скорост, така и измерената стойност на тока от Hall-сензора, използвана за изчисляване на електромагнитния момент.



Фиг.5.1. Структурна схема на електрохидравличната система с добавени нови измервателни канали. 1 – асинхронен електродвигател; 2 – честотен инвертор; 3 – инкрементален енкодер; 4 – токов сензор тип Hall; 5 – Едноплатков компютър (Single-Board Computer); 6 – хидравлична станция с вградена помпа; 7 – хидравличен двигател; 8 – тахогенератор; 9 и 10 – сензори за налягане

Електродвигателят задвижва хидравлична помпа 6, която подава хидравлична енергия към хидравличния двигател 7. На вала на хидравличния двигател е монтиран тахогенератор 8 за измерване на неговата ъглова скорост. Допълнително, към входа и изхода на хидравличния двигател са разположени два сензора за налягане 9 и 10, които регистрират съответните стойности.

Всички измервателни сигнали се обработват от вградения изчислителен модул 5, реализиран чрез компютърна платформа от тип SBC (Single-Board Computer). Модулът осигурява необходимия изчислителен капацитет за изпълнение на алгоритми за оценка на състоянията и параметрите на системата, както и прилагане на алгоритми за филтриране в реално време. В него се интегрират измерванията, математическите модели и процедурите за корекция на грешки, като на база на получените оценки се формира управляващ сигнал, който се подава обратно към честотното управление, затваряйки управляващия контур.

5.4. Разработване филтъра на Калман

Целта на прилагането на филтъра на Калман в настоящото изследване е да се осигури оптимална оценка на скритите състояния на електрохидравличната система на базата на налични измервани величини, които са подложени на шумове и неопределеност. В конкретния

случай се оценяват основни променливи като ъгловата скорост на вала на хидравличния двигател, съответстващото му ускорение и външният товар, въз основа на данни, получени от вградените сензори за ток и ъглова скорост на електродвигателя, както и измерените стойности на ъгловата скорост и разликата в налягането на входа и изхода на хидравличния двигател.

Филтърът на Калман изпълнява двойна роля: от една страна, той предсказва следващото състояние на системата на базата на математическия модел, а от друга – актуализира прогнозата чрез реалните измервания, като така минимизира влиянието на шумове и грешки в данните.

Въпреки че използваната версия на филтъра е линеен модел, което на пръв поглед изглежда като ограничение предвид характерната нелинейност на електрохидравличните системи, предложената адаптивна стратегия за динамично актуализиране на ковариационните матрици на модела и на измерването позволява филтърът да се приспособява към текущите условия на работа. Това съчетание между класическа структура и адаптивно поведение дава възможност за повишена точност и стабилност при оценка на състоянията в условия на нелинейна динамика и непредсказуеми смущения от товара. Заедно с това, наличието на директни измервания както на ъгловата скорост на електродвигателя и хидравличния двигател, така и на разликата в наляганята на входа и изхода на хидравличния модул, позволява по-надеждна актуализация на филтъра, като така се осигурява по-точно възстановяване на трудно измерими величини като външния товар.

В настоящия модел е възприет функционален подход, при който динамиката на електрохидравличната система се описва чрез входно-изходни механични променливи, без да се въвеждат директно вътрешни хидродинамични параметри като дебит, налягане или други величини, характерни за вътрешните потоци в системата. Това решение е продиктувано от необходимостта моделът да бъде достатъчно опростен и подходящ за реализация чрез линеен филтър на Калман, като същевременно съхранява основните зависимости между управляващите и наблюдаваните величини.

Вместо изграждане на пълномащабен хидравличен модел, влиянието на вътрешните процеси се отчита чрез емпирично определени коефициенти в уравнението за изменението на товара. Тези коефициенти – k_t , k_d и k_p – са определени експериментално на базата на реални измервания и определят динамичните характеристики на системата при променливи натоварвания и динамични условия.

По този начин се постига необходимият баланс между изчислителна ефективност, устойчивост на алгоритъма и достатъчна точност при оценката на състоянието в реално време. Освен това, тази структура на модела позволява лесна адаптация към други реални електрохидравлични системи с различни типове двигатели, помпи и актуатори, като при необходимост е възможно пренастройване на параметрите чрез повторна идентификация.

За да се осигури наблюдение и прогнозиране на състоянията, е необходимо да бъде формулирана динамиката на момента, действащ върху вала на хидравличния двигател. Този момент включва както вътрешните инерционни сили и силите на триене, така и външното въздействие на товара. Балансът на моментите, приложен върху вала, се изразява чрез следното уравнение:

$$T_{hid}(t) = J_m \cdot \dot{\omega}_m(t) + B_m \cdot \omega_m(t) + T_{load}(t) \quad (5.1)$$

където: $T_{hid}(t)$ - е моментът, който реално достига до вала на хидравличния двигател; J_m - инерционен момент на вала на хидравличния двигател; B_m - коефициент на триене в

хидравличния двигател; $\omega_m(t)$ – ъгловата скорост на вала на хидравличния двигател; $\dot{\omega}_m(t)$ – ъгловото ускорение на хидравличния двигател.

Необходимо е да се вземе предвид, че моментът $T_{hid}(t)$, който действа върху вала на хидравличния двигател, не е равен на момента, генериран от електродвигателя. В процеса на преобразуване от електрическа към хидравлична енергия, част от подадения момент се губи поради хидравлични и механични загуби в помпата и свързващите елементи. За тази цел е удачно да се въведе в уравненията коефициент на преобразуване на момента η_{pump} , който описва ефективността на предаване между електродвигателя и хидравличния модул:

$$T_{hid}(t) = \eta_{pump} \cdot T_{motor}(t) \quad (5.2)$$

където $T_{hid}(t)$ – моментът, който реално задвижва хидравличния двигател; $T_{motor}(t)$ – управляващият входен момент, подаван от електродвигателя; η_{pump} – коефициент на преобразуване, отразяващ загубите в системата и ефективността на помпата.

Коефициентът η_{pump} не трябва да се разглежда като класически коефициент на полезно действие, а по-скоро като параметър, обединяващ загубите от различен произход – хидравлични, механични, температурни и конструктивни. Включването на η_{pump} позволява по-точно моделиране на реалната енергийна връзка между електродвигателя и хидравличния актуатор. Практическото използване на уравнението за моментния баланс изисква въвеждането на реална оценка за загубите, които възникват при преобразуването на енергията от електрически към хидравличен вид. Тези загуби се дължат на редица фактори като триене във вътрешните компоненти на помпата, хидравлично съпротивление, загряване на течността и компресируемост на флуида. Вместо да се моделира поотделно всеки от тези ефекти, тяхното общо влияние се отчита чрез коефициента на преобразуване на момента η_{pump} , който е дефиниран като отношението между реално предадения момент към хидравличния двигател и момента, генериран от електродвигателя.

В настоящата монография стойността на η_{pump} е определена експериментално, като се използват измерени стойности на ъгловата скорост и наляганията на хидравличния двигател. Чрез прилагане на уравнението за динамичния баланс и приложеното натоварване, може да се изчисли стойността на реалния хидравличен момент, който впоследствие се съпоставя с входния момент от електродвигателя.

Този подход позволява да се избегне сложен многопараметричен модел на загубите и въвеждане на единен коригиращ коефициент, който определя реалните работни условия на конкретната система. При необходимост, стойността на η_{pump} може да бъде адаптирана за други системи със сходна структура чрез ново експериментално калибриране. В резултат на проведените експериментални изчисления, в рамките на разработения прототип, стойността на коефициента е приета за $\eta_{pump} = 0,85$.

За да бъде описана напълно динамиката на електрохидравличната система е необходимо да се отчете и вътрешното моментно равновесие в електродвигателя. Върху вала на електродвигателя действа генерираният електромагнитен момент $T_{el}(t)$, който преодолява инерционните сили и загубите от триене в двигателя, както и моментът на натоварване $T_{motor}(t)$, предаван към хидравличната помпа. Моментният баланс в електродвигателя се описва чрез уравнението:

$$J_e \cdot \dot{\omega}_{motor}(t) + B_e \cdot \omega_{motor}(t) = T_{el}(t) - T_{motor}(t) \quad (5.3)$$

където: J_e - инерционният момент на електродвигателя; B_e - коефициент на триене в електродвигателя; $T_{el}(t)$ - електромагнитният момент, измерван чрез токов сензор тип Hall, монтиран към захранващата линия на електродвигателя; $T_{motor}(t)$ - моментът, който електродвигателят предава на помпата; $\omega_{motor}(t)$ – ъгловата скорост на вала на електрическия двигател.

След заместване на уравнението за момента, предаден към хидравличната система, в израза за вътрешния моментен баланс на електродвигателя и извършване на необходимите преобразувания, се получава обобщеното диференциално уравнение, което описва динамиката на системата от управляващия електромагнитен момент до изхода на хидравличния двигател:

$$J_e \cdot \dot{\omega}_{motor}(t) + B_e \cdot \omega_{motor}(t) = T_{el}(t) - \frac{1}{\eta_{pump}} \cdot (J_m \cdot \dot{\omega}_m(t) + B_m \cdot \omega_m(t) + T_{load}(t)) \quad (5.4)$$

Динамичният модел на електрохидравличната система може да бъде представен в следната форма:

$$\dot{x}(t) = A \cdot x(t) + B \cdot u(t) + w(t) \quad (5.5)$$

където: $x(t)$ - вектор на състоянията, описващ текущото вътрешно състояние на системата; A - матрица на състоянията, описваща динамиката на системата, B - матрица на входа, описваща начина, по който управляващото въздействие влияе върху състоянието; $u(t)$ - вектор на управляващите входове, който включва параметри, свързани с електромагнитния момент (определян въз основа на измерения ток чрез Hall-сензор) и ъгловата скорост на електродвигателя (измервана с инкрементален енкодер); $w(t)$ - вектор, отчитащ шума в модела, причинен от неопределеност, нелинейни ефекти и външни смущения.

Съгласно приетата концепция за структурата на филтъра на Калман, векторът на състоянията се определя от:

$$x(t) = \begin{bmatrix} \omega_m(t) \\ \dot{\omega}_m(t) \\ T_{load}(t) \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

а управляващият вектор ще бъде:

$$u(t) = \begin{bmatrix} T_{el}(t) \\ \omega_{motor}(t) \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

На базата на избраните състояния и управляващи променливи, могат да бъдат изведени уравненията, описващи динамиката на всяка от компонентите в $x(t)$. За тази цел, уравнение (4) се трансформира във вида:

$$\dot{\omega}_m(t) = -\frac{B_m}{J_m} \cdot \omega_m(t) - \frac{1}{J_m} \cdot T_{load}(t) + \frac{\eta_{pump}}{J_m} \cdot T_{el}(t) - \frac{\eta_{pump} \cdot B_e}{J_m} \cdot \omega_{motor}(t) - \frac{\eta_{pump} \cdot J_e}{J_m} \cdot \dot{\omega}_{motor}(t) \quad (5.8)$$

На базата на избраните състояния и управляващи променливи, системата може да бъде записана като съвкупност от три обикновени диференциални уравнения, съответстващи на всяка компонента на вектора $x(t)$:

$$\dot{x}_1(t) = \frac{d}{dt} \omega_m(t) = x_2(t) \quad (5.9)$$

$$x_2(t) = \dot{\omega}_m(t) = -\frac{B_m}{J_m} \cdot x_1(t) - \frac{1}{J_m} \cdot x_3(t) + \frac{\eta_{pump}}{J_m} \cdot u_1(t) - \frac{\eta_{pump} \cdot B_e}{J_m} \cdot u_2(t) \quad (5.10)$$

$$\dot{x}_3(t) = \frac{d}{dt} T_{load}(t) \quad (5.11)$$

Въпреки че в уравнение (5.10) формално се използва запис във вида на обикновено диференциално уравнение от първи ред, следва да се уточни, че това уравнение не изразява производната на $\dot{\omega}_m(t)$ (т.е. $\ddot{\omega}_m(t)$), а по същество представлява алгебричен модел за изчисляване на $\dot{\omega}_m(t)$ въз основа на текущото състояние на системата и управляващите въздействия. Това означава, че в конкретната реализация на филтъра на Калман, второто състояние $x_2(t) = \dot{\omega}_m(t)$ не се интегрира чрез собствена динамика, а се пресмята директно в реално време, използвайки стойностите на $\omega_m(t)$, $T_{load}(t)$, както и входните величини $T_{el}(t)$ и $\omega_{motor}(t)$. Подробно описание на този подход е представено в т. 3.1.

В процеса на изграждане на модела на състоянията във филтъра на Калман е необходимо да се разработи динамиката на външния товар $T_{load}(t)$, който в най-общия случай е променлива величина. Уравнение (5.11), което описва изменението на товара във времето, не предоставя достатъчна информация за неговите промени. С цел по-точно представяне на това поведение се използва приблизителен диференциален модел, който отчита както външни въздействия, така и вътрешни взаимодействия в системата, т.е.

$$\dot{T}_{load}(t) = -k_t \cdot [\omega_m(t) - \omega_{motor}(t)] - k_d \cdot T_{load}(t) + k_p \cdot [P_{in}(t) - P_{out}(t)] \quad (5.12)$$

където: k_t - коефициент на товарна чувствителност, който характеризира влиянието на разликата между ъгловата скорост на хидравличния двигател $\omega_m(t)$ и тази на електродвигателя $\omega_{motor}(t)$ върху скоростта на изменение на товара; k_d - коефициент на разсейване, който моделира естествената тенденция на намаляване на въздействието на товара с времето; k_p - коефициент на корекция по налягане; $P_{in}(t)$ - измерената стойност на налягането на входа на хидравличния двигател; $P_{out}(t)$ - измерената стойност на налягането на изхода на хидравличния двигател.

По-подробен анализ на този модел, включително методиката за идентифициране на коефициентите k_t , k_d и k_p е представен по-долу.

От уравнение (5.12) следва следната зависимост между изменението на товара и състоянията и входовете на системата:

$$\dot{x}_3(t) = -k_t \cdot x_1(t) + k_t \cdot u_2(t) - k_d \cdot x_3(t) \quad (5.13)$$

където: $x_1(t) = \omega_m(t)$, $x_3(t) = T_{load}(t)$, а $u_2(t) = \omega_{motor}(t)$.

В уравнение (5.13) не е включена компонентата, определяща корекцията на товара на основата на разликата между измерените налягания, тъй като тя не представлява функция нито на състоянията, нито на управляващите входове, а служи като външен коригиращ сигнал. По тази причина тя не участва в структурирането на матриците A и B , но се използва на следващ етап в оценяването на изменението на момента, създаван от товара. Включването ѝ цели компенсиране на отклонения между зададените стойности на товара и действително реализирания момент, дължащи се на хидравлични, електромагнитни и инерционни влияния, които не се отразяват изцяло в основния регресионен модел.

От всичко това следва, че стойностите на k_t и k_d формират съответно елементите $A_{31} = -k_t$ и $A_{33} = -k_d$ от матрицата A , както и $B_{32} = k_t$ от матрицата B .

С оглед на факта, че второто състояние $x_2(t) = \dot{\omega}_m(t)$ се изчислява в реално време чрез алгебричен модел, то не притежава собствена диференциална динамика и не може да бъде

описано чрез уравнение от вида $\dot{x}_2(t) = A_{2*} \cdot x(t) + B_{2*} \cdot u(t)$. Поради това, при формулиране на динамиката на системата във вид, съвместим с класическия филтър на Калман, матриците A и B се отнасят само до онези състояния, за които съществуват диференциални уравнения (тук – редовете за $\omega_m(t)$ и $T_{load}(t)$), докато стойността на $\dot{\omega}_m(t)$ се обновява алгебрично във всяка итерация. Това налага структурно „разделяне“ на предсказващата стъпка – чрез комбинирано използване на динамично предсказване и алгебрично обновяване, съгласно формулировката на уравнение (5.8).

За запазване на общата структура и индексна последователност на състоянията в модела, матриците A и B са представени с пълен размер 3×3 и 3×2 съответно, като вторите им редове съдържат нули. Това се определя от факта, че състоянието $\dot{\omega}_m(t)$ не притежава собствена диференциална динамика, а се изчислява алгебрично след предсказващата стъпка. Така се постига пълна съвместимост с реализацията на филтъра на Калман, без нарушаване на реда и размера на матричните операции.

Тогава матрицата A ще бъде:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -k_t & 0 & -k_d \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

а матрицата B , съответно

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & k_t \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

Алгебричното изчисляване на $x_2(t)$ се извършва след всяка итерация по формула (5.25):

Моделът на измерванията при прилагането на филтъра на Калман се представя в общата линейна форма:

$$z(t) = C \cdot x(t) + v(t) \quad (5.16)$$

където: $z(t)$ - векторът на измерванията; C - измервателна матрица, описваща връзката между измерените величини и вектора на състоянията; $v(t)$ – вектор, определящ шума и грешките в измерванията.

Векторът на измерванията ще бъде:

$$z(t) = \begin{bmatrix} \omega_m(t) \\ \Delta P(t) \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

където $\Delta P(t)$ е разликата в налягането на входа и изхода на хидравличния двигател.

И двете величини в $z(t)$ се измерват с помощта на сензори, разположени съгласно описаната в т. 2 конфигурация на системата.

Връзката между измереното налягане и вътрешните състояния на системата се извежда от уравнението за баланса на моментите в хидравличния двигател:

$$T_{hid}(t) = \frac{V_d}{2\pi} \cdot \Delta P(t) \quad (5.18)$$

където V_d е работният обем на хидравличния двигател.

След заместване на (5.18) в (5.1) се получава следния израз за приложения товар:

$$T_{load}(t) = \frac{V_d}{2\pi} \cdot \Delta P(t) - J_m \cdot \dot{\omega}_m(t) - B_m \cdot \omega_m(t) \quad (5.19)$$

От (5.19) следва израз за $\Delta P(t)$ като линейна комбинация от състоянията:

$$\Delta P(t) = \frac{2\pi}{V_d} \cdot J_m \cdot \dot{\omega}_m(t) + \frac{2\pi}{V_d} \cdot B_m \cdot \omega_m(t) + \frac{2\pi}{V_d} \cdot T_{load}(t) \quad (5.20)$$

Формула (5.20) определя измерената разлика в налягането $\Delta P(t)$ във вид на линейна функция от състоянията на системата – $\omega_m(t)$, $\dot{\omega}_m(t)$ и $T_{load}(t)$. Това съотношение е от важно значение за работата на филтъра на Калман, тъй като му позволява да интегрира информацията от налягането в процеса на оценка на скритите състояния. Така например, при фиксирано натоварване филтърът „очаква“ определено ниво на налягане за дадена скорост и ускорение, което повишава точността на прогнозиране и управление на системата. Освен това, моделът позволява своевременно откриване на отклонения, дължащи се на промени в натоварването или неизправности в хидравличната част.

При извеждане на измервателната матрица C е взето предвид, че единствената пряко измервана величина от вектора на състоянията е ъгловата скорост $\omega_m(t)$, а налягането $\Delta P(t)$ се изразява като линейна комбинация от състоянията съгласно уравнение (5.20). При което, пълната форма на измервателната матрица C ще бъде:

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ \frac{2\pi}{V_d} \cdot B_m & \frac{2\pi}{V_d} \cdot J_m & \frac{2\pi}{V_d} \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

От (5.16) и (5.21) следва, че

$$z(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ \frac{2\pi}{V_d} \cdot B_m & \frac{2\pi}{V_d} \cdot J_m & \frac{2\pi}{V_d} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_m(t) \\ \dot{\omega}_m(t) \\ T_{load}(t) \end{bmatrix} + v(t) \quad (5.22)$$

Матрицата C дефинира линейната връзка между измерените стойности и състоянията в системата, позволявайки на филтъра на Калман да извършва корекции на база реални сензорни данни, отразяващи както кинематиката на хидравличния двигател, така и неговото натоварване.

5.4.1. Алгебрично определяне на състояния и структурна адаптация на филтъра на Калман

Както беше казано по-горе в представения модел на електрохидравличната система се прилага структурна адаптация на филтъра на Калман, при която едно от състоянията във вектора $x(t)$ — ъгловото ускорение на вала на хидравличния двигател $\dot{\omega}_m(t)$ — не се моделира чрез диференциално уравнение, а се изчислява алгебрично във всяка итерация от предсказващата стъпка на алгоритъма.

След като се предскажат стойностите:

$$\hat{x}_1[k|k-1] = \hat{\omega}_m[k|k-1]; \quad \hat{x}_3[k|k-1] = \hat{T}_{load}[k|k-1] \quad (5.23)$$

и са известни управляващите входове

$$u_1[k-1] = T_{el}[k-1]; \quad u_2[k-1] = \omega_{motor}[k-1] \quad (5.24)$$

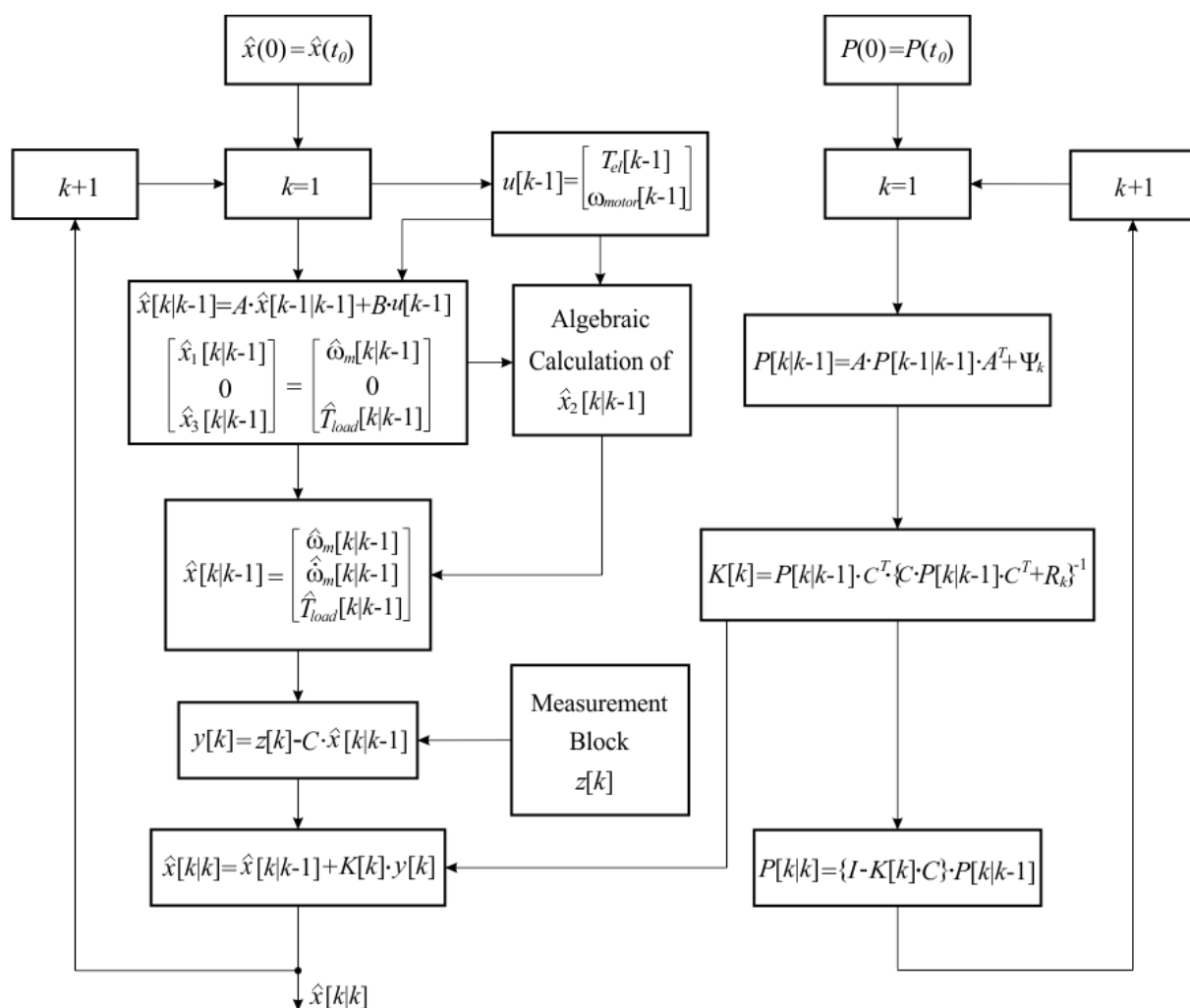
второто състояние се изчислява чрез следния алгебричен израз:

$$\hat{x}_2[k|k-1] = -\frac{B_m}{J_m} \cdot \hat{x}_1[k|k-1] - \frac{1}{J_m} \cdot \hat{x}_3[k|k-1] + \frac{\eta_{pump}}{J_m} \cdot u_1[k-1] - \frac{\eta_{pump} \cdot B_e}{J_m} \cdot u_2[k-1] \quad (5.25)$$

където $\hat{\omega}_m[k|k-1]$ – прогнозната стойност на ъгловата скорост на хидравличния двигател, определена въз основа на информацията в $k-1$ итерация; $\hat{T}_{load}[k|k-1]$ – прогнозната стойност на момента от външния товар, определена въз основа на $k-1$ итерация.

Този подход позволява съхраняване на $\dot{\omega}_m(t)$ във вектора на състоянието, което е от съществено значение за точността на оценките, тъй като тази величина участва пряко в изразите за измерените стойности (в частност, в модела на налягането), без да се изисква въвеждане на втора производна. По този начин се постига комбинация между формалната структура на линейна система и алгебрично определени състояния, която е напълно съвместима с класическия линейен филтър на Калман и осигурява висока изчислителна ефективност и точност на оценките в реално време.

Допълнително предимство на този подход е, че се избягва необходимостта от числено интегриране на сигнали с насложен шум, което често води до натрупване на грешки при реални данни. Вместо това, стойността на ускорението се изчислява алгебрично, използвайки текущите състояния и входни величини, което подобрява устойчивостта на оценките при динамични режими на натоварване. Така се създава структура, в която част от състоянията се определят динамично, а други — аналитично, без да се нарушава последователността на матричните операции във филтъра. Това разширява възможностите за прилагане на метода към реални системи с вътрешни променливи, които не подлежат на пряко измерване или се измерват с висока неопределеност, каквато е и електрохидравличната система в настоящото изследване. Поради своята гъвкавост и съвместимост с алгоритмите на класическия филтър на Калман, предложената структура притежава потенциал за приложение и при други технически системи, в които част от състоянията не могат да бъдат измерени директно, но подлежат на алгебрично изчисляване въз основа на достъпни измервания и входни въздействия.



Фиг. 5.2. Структурна схема на алгоритъма на Калман за оценка на състоянията в електрохидравлична система

Представените по-горе принципи за разработването на филтъра на Калман са илюстрирани в графичен вид в блок-схемата на фиг. 5.2. Структурата е разработена в две паралелно работещи вериги: едната – за оценка на състоянията $\hat{x}[k|k]$, а другата – за динамичното изчисляване на ковариационните матрици $P[k|k-1]$, $P[k|k]$ и коефициента на Калман $K[k]$, които определят съответно дисперсията на прогнозата, дисперсията на актуализираната оценка и тегловия коефициент за корекция на състоянията. Изчисляването на тези величини се основава на динамичните и измервателните модели, показани в алгоритъма. Първата верига обхваща прогнозирането на състоянията, алгебричното определяне на ъгловото ускорение и актуализацията на оценките чрез използване на иновацията. В тази част на схемата товарът се разглежда като динамична променлива, идентифицирана чрез емпирично моделиране въз основа на експериментални данни и числен анализ, което е подробно представено по-долу. Втората верига изчислява и актуализира ковариационните матрици и коефициента $K[k]$ на базата на динамичния и измервателния модел, представени в алгоритъма, като така се отчита влиянието на нелинейностите и шумовете при всяка итерация. В тази верига са включени адаптивен механизъм за актуализиране на ковариационната матрица на грешките в модела и хибриден алгоритъм за определяне на корелационната матрица на грешките при измерване.

5.4.2. Емпирично моделиране и идентификация на динамиката на външния товар

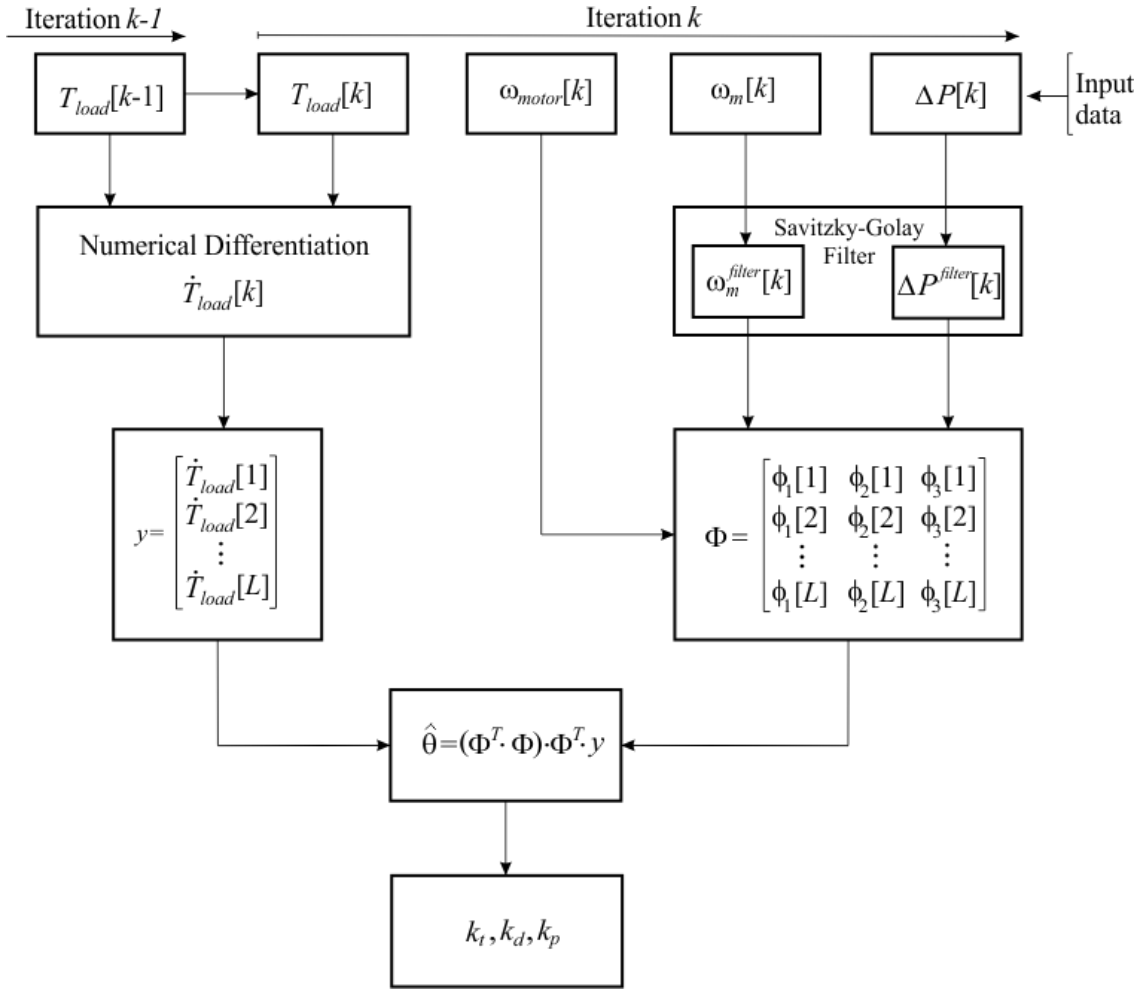
Както бе представено в уравнение (5.12), динамиката на външния товар $T_{load}(t)$ се описва чрез приближен диференциален модел, отчитащ както външни въздействия, така и вътрешни механизми на разсейване в системата. За да може тази зависимост да бъде интегрирана в структурата на филтъра на Калман, е необходимо коефициентите k_t , k_d и k_p да бъдат количествено определени въз основа на експериментални данни.

С цел числено определяне на коефициентите k_t , k_d и коефициента на корекция по налягане k_p , в настоящата част е представена методология за тяхната идентификация чрез регресионен анализ, базиран на експериментални данни за управляващите входове и измерваните величини. За ограничаване на ефекта от измервателния шум и повишаване на устойчивостта на регресионния модел, измерените стойности на ъгловата скорост и разликата в наляганията са подложени на изглаждане чрез филтъра на Savitzky–Golay [196]. По този начин се осигуряват по-надеждни входни данни за идентификацията на динамиката на външния товар.

Изборът на регресионен модел за описание на динамиката на външния товар се обуславя от необходимостта от ясен, физически обоснован и структурно еднозначен подход, който позволява лесна интеграция в структурата на филтъра на Калман. Макар че съществуват и други методи с по-висока изчислителна сложност, те обикновено изискват значително по-голям обем обучаващи данни, специфични настройки и последваща проверка на достоверността на получените резултати. За разлика от тях, предложената регресионна методология осигурява добра точност, устойчивост към шум и пряка връзка с физическите характеристики на системата, което е от съществено значение при инженерни приложения с ограничен набор от експериментални данни.

Обобщеният алгоритъм за идентификация на коефициентите е представен на фиг. 3. Входните данни включват измерваните стойности на ъгловата скорост на хидравличния двигател $\omega_m(t)$, управляващата ъглова скорост $\omega_{motor}(t)$ и разликата в налягането на входа и изхода на хидравличната система $\Delta P(t) = P_{in}(t) - P_{out}(t)$. За ограничаване на влиянието на шумовете се прилага филтърът на Savitzky–Golay върху избрани сигнали. Производната на товарната величина се изчислява чрез числено диференциране. Получените стойности се използват за формиране на вектор на наблюдаваните стойности и регресионна матрица, върху които се прилага оптимизационна процедура за оценка на параметрите k_t , k_d и k_p .

Следва да се направи уточнение, че в разглеждания контекст $T_{load}(t)$ не се интерпретира като постоянна физическа маса или външен механичен обект, а като динамична променлива, отразяваща моментната реакция на товара върху системата. Дори когато самият товар като физически обект остава непроменен, неговият въртящ момент върху системата може да се изменя в резултат на вътрешни процеси. Именно това динамично изменение се моделира от производението $-k_d \cdot T_{load}(t)$. Коефициентът k_d определя вътрешните механизми на енергийно разсейване в системата, които водят до постепенно затихване на реакцията на товара. Сред тези механизми се включват: вискозни хидравлични загуби – вътрешното триене на работната течност води до превръщане на част от енергията в топлина; триене в механичните елементи – лагерни възли, бутала, уплътнения и други движещи се части, които спомагат за намаляване на ефективния товар; еластични деформации и вибрации – микродеформации и вибрации в компонентите се затихват с времето, като част от енергията се губи под формата на механични трептения, звук или топлина.



Фиг. 5.3. Блок-схема на процедурата за идентификация на коефициентите k_t , k_d и k_p

Всички тези ефекти се сумират и моделират емпирично чрез коефициента k_d . Той определя колко бързо затихва въздействието на товара върху системата, дори когато външното натоварване като маса остава постоянно. По този начин, моделът позволява адекватно описание на реалното поведение на електрохидравличната система в динамични условия. Заедно с това, коефициентът k_t характеризира предаването на момент от входната ъглова скорост на електродвигателя към реакцията на товара. Той описва пропорционалната връзка между управляващото въздействие и динамичната промяна на товара, като включва влиянието на инерционните ефекти и съпротивленията по механичния път на предаване на енергия.

Коефициентите k_t , k_d и k_p са определени експериментално чрез последователности от експериментални данни, включващи измерените стойности на $\omega_m(t)$, $\Delta P(t)$, $\omega_{motor}(t)$ и предварително известните стойности на $T_{load}(t)$. Последната величина е зададена чрез симулирани товарни въздействия в рамките на контролирана експериментална постановка, при която върху системата се прилагат предварително известни референтни стойности на $T_{load}(t)$, позволяващи проследяване на нейната динамична реакция. С цел осигуряване на по-широка приложимост на идентифицираните коефициенти, експериментите са проведени при разнообразни режими на натоварване, които възпроизвеждат различни динамични характеристики, срещани в реални условия на работа. Тъй като производната $\dot{T}_{load}(t)$ не е пряко измерима, тя се апроксимира числено чрез метода на централните крайни разлики:

$$\dot{T}_{load}[k] = \frac{T_{load}[k] - T_{load}[k-1]}{\Delta t} \quad (5.26)$$

където $T_{load}[k]$ – стойността на товара в k -та итерация; $T_{load}[k - 1]$ - стойността на товара в $k-1$ -та итерация; Δt - времеви интервал между две измервания.

Тъй като при задаване на експерименталното въздействие с предварително определени стойности на товарния момент не винаги се постига тяхното точно възпроизвеждане в реалната система, в модела е включена допълнителна корекционна компонента, базирана на измерената разлика в наляганията. Тази корекция, дефинирана чрез коефициента k_p , има за цел да компенсира възможните несъответствия, дължащи се на динамични загуби, нелинейности или инерционни ефекти, които водят до отклонения между референтното и реално реализираното натоварване. По този начин се осигурява по-висока достоверност при оценяване на реалната динамика на товара и се подобрява съответствието между модела и наблюдаваното поведение на системата.

Получената апроксимация се използва за изграждане на регресионен модел с две входни променливи:

$$\dot{T}_{load}[k] = -k_t \cdot \{\omega_m[k] - \omega_{motor}[k]\} - k_d \cdot T_{load}[k] + k_p \cdot \Delta P[k] \quad (5.27)$$

или в регресионна матрична форма:

$$y[k] = [\omega_m[k] - \omega_{motor}[k] \quad T_{load}[k] \quad \Delta P[k]] \cdot \begin{bmatrix} -k_t \\ -k_d \\ k_p \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

След като се натрупат L на брой измервания, регресионната матрица и векторът на наблюденията се представят във вида:

$$\Phi = \begin{bmatrix} \phi_1[1] & \phi_2[1] & \phi_3[1] \\ \phi_1[2] & \phi_2[2] & \phi_3[2] \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \phi_1[L] & \phi_2[L] & \phi_3[L] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_m[1] - \omega_{motor}[1] & T_{load}[1] & \Delta P[1] \\ \omega_m[2] - \omega_{motor}[2] & T_{load}[2] & \Delta P[2] \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \omega_m[L] - \omega_{motor}[L] & T_{load}[L] & \Delta P[L] \end{bmatrix} \quad (5.29)$$

$$y = \begin{bmatrix} \dot{T}_{load}[1] \\ \dot{T}_{load}[2] \\ \vdots \\ \dot{T}_{load}[L] \end{bmatrix} \quad (5.30)$$

се прилага методът на най-малките квадрати, при който оценката на параметрите се получава от [197]:

$$\hat{\theta} = (\Phi^T \cdot \Phi)^{-1} \cdot \Phi^T \cdot y \quad (5.31)$$

и съответно:

$$\hat{\theta} = \begin{bmatrix} \hat{\theta}_1 \\ \hat{\theta}_2 \\ \hat{\theta}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_t \\ -k_d \\ k_p \end{bmatrix} \quad (5.32)$$

Въз основа на разширена експериментална база, обхващаща разнообразни режими на натоварване, са определени обобщените стойности на идентифицираните коефициенти чрез числена процедура за минимизиране на отклонението между модела и експерименталните данни: $k_t = 0,649 \text{ Nm} \cdot \frac{s}{rad}$, $k_d = 0,052 \text{ s}^{-1}$ и $k_p = 0,081 \frac{m^2}{s}$.

Предложената методика за моделиране на динамиката на външния товар представлява съществено разширение на класическия подход към формиране на състояния във филтъра на Калман. Вместо да се разчита на константна или неопределена стойност на товарната величина, е въведен експериментално идентифициран диференциален модел, отчитащ както външните входове, така и вътрешните процеси в системата. Комбинираното прилагане на филтъра на Savitzky–Golay за предварителна обработка на измерванията и числената регресионна процедура за минимизиране на отклоненията между модел и експериментални данни води до надеждно определяне на параметрите. По този начин се създават условия външният товар да бъде проследяван като състояние във филтъра, което подобрява съответствието между модела и реалната система и повишава точността на оценките при променливи натоварвания.

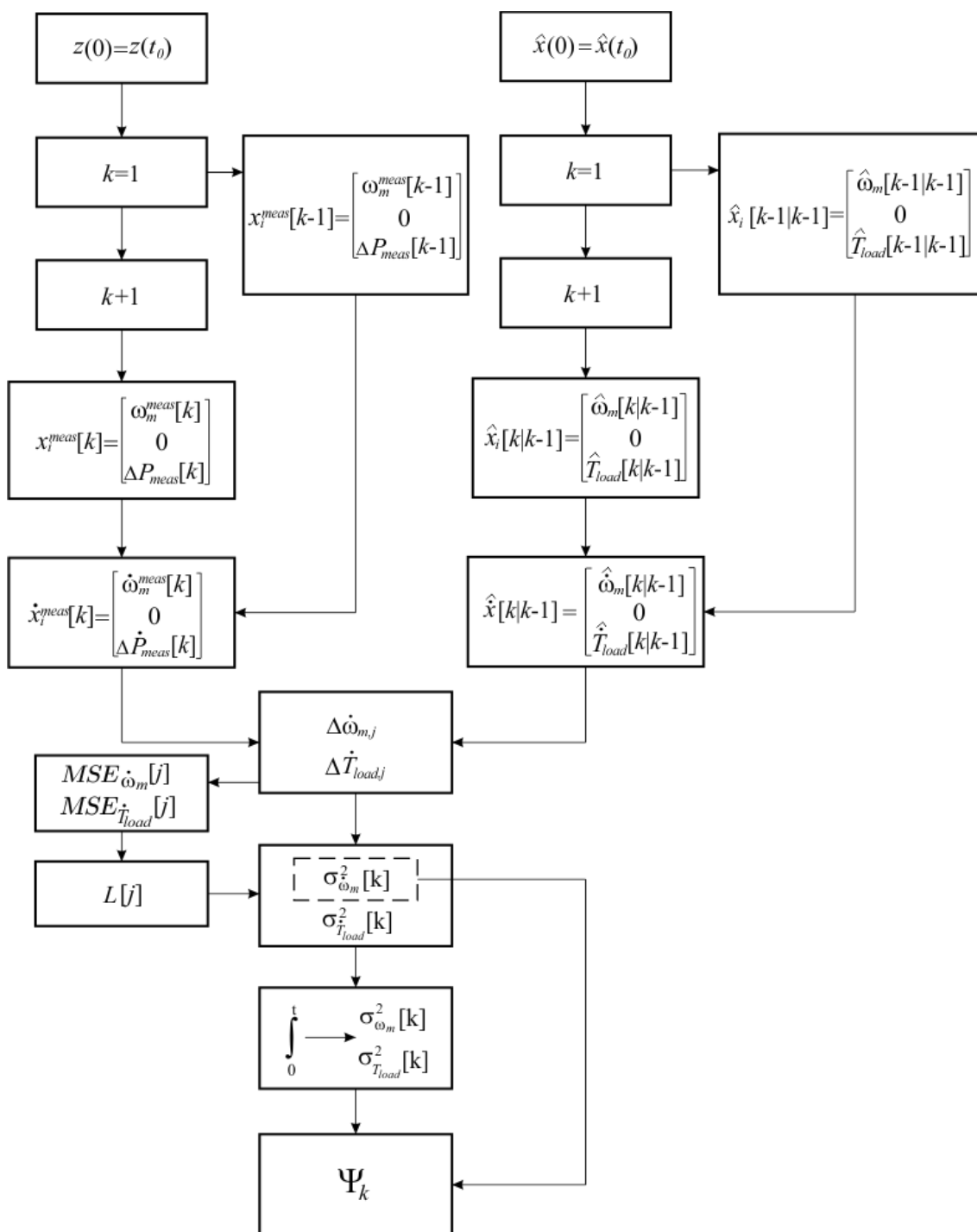
5.5. Разработване на адаптивен метод за определяне на ковариационната матрица на грешките в теоретичния модел

В съответствие с уравнение (5.5), описващо динамиката на системата, е необходимо да бъде дефиниран и моделът на случайните отклонения $w(t)$, които определят въздействието на грешки, нелинейни ефекти и външни смущения върху поведението на електрохидравличната система. Статистическите характеристики на този шум се задават чрез ковариационната матрица Ψ , чиято правилна настройка е важна за ефективността на филтъра на Калман.

С оглед на факта, че реалната система се характеризира с изразени нелинейности, динамични промени в работните условия и наличие на шумове, статичното определяне на матрицата Ψ би довело до намаляване на точността на оценките. Поради това в тази работа, дисперсиите в ковариационната матрица Ψ се определят въз основа на последователните разлики, изчислени в итерационната процедура. Тези разлики се формират между реалните изменения на параметрите, определящи състоянието на системата, изчислени на базата на техните производни, и прогнозните изменения на същите параметри, определени от линейния модел на динамиката на системата.

Използването на производните на параметрите, вместо стойностите им в точките на итерация, се обуславя от необходимостта да се осигури по-голяма точност и адаптивност на филтъра в динамична среда. Производните определят скоростта на промяна на параметрите, което е особено важно за системи, подложени на динамични промени в работните условия. Това позволява на модела да отчита и адаптира поведението на системата в реално време спрямо променящите се условия. Освен това измерванията на производните са по-устойчиви на шумове и отклонения, характерни за директните измервания на параметрите. По този начин се намалява зависимостта от абсолютната точност на сензорите. Изчисляването на производните също така предоставя възможност за по-добро предсказване на състоянията на системата, като се акцентира върху тенденциите в промените, а не само върху статични стойности. Включването на производните в модела определя физическата същност на процесите в системата, като измененията на налягането или ускорението, които имат решаващо значение за управлението и адаптацията на системата.

Целта на този подход е да се осигури адаптивност на филтъра на Калман, така че той да може да отчита текущите нелинейности и шумове в системата. Това гарантира по-точни оценки на състоянието на системата и оптимално управление на електрохидравличния двигател. Процедурата за адаптивно определяне на елементите в матрицата Ψ е обобщена на фиг.5.4, където са представени стъпките по изчисляване на дисперсиите на грешките на модела и актуализация на параметрите.



Фиг. 5.4. Структура на алгоритъма за адаптивно определяне на ковариационната матрица на грешките в модела

Изчисляването на дисперсиите в ковариационната матрица Ψ се основава на определяне на разликите между реалните изменения на параметрите и прогнозните стойности, изчислени от линейния модел на филтъра. Реалните изменения се определят въз основа на производните на параметрите, като за всяка итерация те се изчисляват чрез разликата между измерените стойности на параметъра в началото и в края на времевия интервал, разделена на продължителността на този интервал:

$$\dot{x}_i^{meas}(t) = \frac{x_i^{meas}(t) - x_i^{meas}(t - \Delta t)}{\Delta t} \quad (5.34)$$

където $i = 1, 2, 3$; ($1 \equiv \omega_m(t)$; $2 \equiv \dot{\omega}_m(t)$; $3 \equiv T_{load}(t)$); Δt – времето между две итерации.

Оценките на производните във филтъра на Калман се изчисляват по аналогичен начин, но на база прогнозните стойности от модела:

$$\hat{\dot{x}}_i(t) = \frac{\hat{x}_i(t) - \hat{x}_i(t - \Delta t)}{\Delta t} \quad (5.35)$$

Разликите между измерените и прогнозните стойности за всеки параметър от вектора на състоянията $x(t)$ са:

$$\Delta \dot{x}_i(t) = \dot{x}_i^{meas}(t) - \hat{\dot{x}}_i(t) \quad (5.36)$$

Съгласно структурата на филтъра на Калман е необходимо да се премине към дискретно време, където k е текущият момент от итерационния процес, а $k-1$ е момента в предходната итерация. Тъй като ъгловата скорост е измервана величина и се отчита директно от системата, следва че нейната производна в дискретно време ще бъде:

$$\dot{\omega}_m^{meas}[k] = \frac{\omega_m^{meas}[k] - \omega_m^{meas}[k-1]}{\Delta t} \quad (5.37)$$

където $\omega_m^{meas}[k]$ - измерената стойност на ъгловата скорост в момента от време, съответстващ на стъпката k ; $\omega_m^{meas}[k-1]$ - измерената стойност на ъгловата скорост в момента от време, съответстващ на предходната стъпка $k-1$.

Прогнозата за ъгловото ускорение във филтъра на Калман се изразява чрез разликата между прогнозните стойности на $\omega_m(t)$ в текущия и предходния момент:

$$\hat{\dot{\omega}}_m[k|k-1] = \frac{\hat{\omega}_m[k|k-1] - \hat{\omega}_m[k-1|k-1]}{\Delta t} \quad (5.38)$$

където $\hat{\omega}_m[k|k-1]$ - прогнозната стойност на параметъра $\omega_m(t)$ в момента от време, съответстващ на стъпката k ; $\hat{\omega}_m[k|k-1]$ - прогнозната стойност на параметъра $\omega_m(t)$ в момента от време, съответстващ на стъпката k , базирано на състоянието от момента $k-1$; $\hat{\omega}_m[k-1|k-1]$ - апостериорната оценка за стойността на параметъра $\omega_m(t)$ в момента от време, съответстващ на стъпката $k-1$, като се вземат предвид всички измервания до този момент.

Ъгловото ускорение $\dot{\omega}_m(t)$ не се измерва пряко от системата, но участващата в ковариационната матрица Ψ дисперсия $\sigma_{\dot{\omega}_m}^2$ може да се определи чрез измервателно-изчислителната процедура за $\omega_m(t)$.

Определянето на момента на натоварване $T_{load}(t)$ се извършва косвено, като се базира на данни от измереното налягане, което в структурата на филтъра на Калман е пряко измерван параметър. При определяне на производната на налягането в k -та итерация се използват измерените стойности на налягането в началната $\Delta P_{meas}[k-1]$ и крайната точка $\Delta P_{meas}[k]$ от всяка последователна итерация, т.е.

$$\Delta \dot{P}[k] = \frac{\Delta P_{meas}[k] - \Delta P_{meas}[k-1]}{\Delta t} \quad (5.39)$$

Откъдето производната на $T_{load}(t)$, определена въз основа текущите измервания ще бъде:

$$\dot{T}_{load}[k] = \frac{D_m}{2 \cdot \pi} \cdot \Delta \dot{P}[k] \quad (5.40)$$

Прогнозната оценка на производната на натоварването върху хидравличния двигател $T_{load}(t)$ се изчислява въз основа на разликата между получените прогнозни стойности за текущия и предходния момент

$$\hat{T}_{load}[k|k-1] = \frac{\hat{T}_{load}[k|k-1] - \hat{T}_{load}[k-1|k-1]}{\Delta t} \quad (5.41)$$

където $\hat{T}_{load}[k|k-1]$ - прогнозната оценка на производната на натоварването върху хидравличния двигател; $\hat{T}_{load}[k|k-1]$ - прогнозната оценка за момента на натоварване в текущата итерация; $\hat{T}_{load}[k-1|k-1]$ - апостериорната оценка за момента на натоварване в предходната итерация.

Въз основа на (5.36) могат да се изчислят разликите между производните на параметрите на вектора на състоянието $x(t)$, определени въз основа на преки и косвени измервания в N на брой итерации и тези от оценките, изчислени при работата на филтъра на Калман. Тези разлики се използват за определяне на дисперсиите в матрицата Ψ , като за целта се разглеждат N на брой последователни итерации, обозначени с индекса j , т.е.

$$\Delta \dot{\omega}_{m,j} = \dot{\omega}_{m,j}^{meas} - \hat{\omega}_{m,j|k-1} \quad (5.42)$$

$$\Delta \dot{T}_{load,j} = \dot{T}_{load,j} - \hat{T}_{load,j|k-1} \quad (5.43)$$

където $\Delta \dot{\omega}_{m,j}, \Delta \dot{T}_{load,j}$ са разликите между производните на параметрите на вектора на състоянието $x(t)$, определени въз основа на преки и косвени измервания в j -та итерация, и съответните прогнозни стойности, изчислени от филтъра на Калман; $\dot{\omega}_{m,j}^{meas}, \dot{T}_{load,j}$ са производните, получени въз основа на преки или косвени измервания в j -та итерация; $\hat{\omega}_{m,j|k-1}, \hat{T}_{load,j|k-1}$ са оценките на производните на параметрите на вектора на състоянието $x(t)$ в j -та итерация, които са прогнозирани в рамките на филтъра въз основа на информацията, налична до момента $k-1$.

Тогава дисперсиите на разликите, определени от изрази (5.42 и 5.43), ще бъдат:

$$\sigma_{\dot{\omega}_m}^2[k] = \frac{1}{N-1} \cdot \sum_{j=1}^N (\Delta \dot{\omega}_{m,j} - \Delta \bar{\dot{\omega}}_m)^2; \quad (5.44)$$

$$\sigma_{\dot{T}_{load}}^2[k] = \frac{1}{N-1} \cdot \sum_{j=1}^N (\Delta \dot{T}_{load,j} - \Delta \bar{\dot{T}}_{load})^2.$$

където $\sigma_{\dot{\omega}_m}^2[k]; \sigma_{\dot{T}_{load}}^2[k]$ са дисперсиите на производните, изчислени за текущата итерация.

Тъй като дисперсиите в (5.44) се отнасят за производните на величините, определящи вектора на състоянието, а матрицата Ψ дефинира дисперсиите на случайните грешки в модела на самите величини, е необходимо да се преобразуват дисперсиите от производните към съответните величини, като се отчете времевият интервал между итерациите и натрупването на грешките във времето. За целта е използвано следното интегрално преобразуване [198]:

$$D[x(t)] = \int_0^t D[\dot{x}(\tau)] \cdot d\tau^2 \quad (5.45)$$

където τ е променливата за време в границите на интегриране, отразяваща натрупването на дисперсията през времеви интервал от 0 до t ; $D[\dot{x}(\tau)]$ е дисперсията на производната $\dot{x}(\tau)$ в момента τ ; $D[x(t)]$ е дисперсията на величината $x(t)$, изчислена чрез интегриране на дисперсията на производната $\dot{x}(\tau)$ във времето.

В дискретно време и в съответствие със структурата на филтъра на Калман, дисперсиите на величините $x(t)$ се изчисляват въз основа на дисперсиите на техните производни, като се отчита времеви интервал между последователните итерации Δt , т.е.

$$\sigma_{\omega_m}^2[k] = \sigma_{\dot{\omega}_m}^2[k] \cdot (\Delta t)^2; \quad \sigma_{T_{load}}^2[k] = \sigma_{\dot{T}_{load}}^2[k] \cdot (\Delta t)^2 \quad (5.46)$$

където $\sigma_{\omega_m}^2[k]$, $\sigma_{\dot{\omega}_m}^2[k]$ и $\sigma_{T_{load}}^2[k]$ са дисперсиите, дефиниращи корелационната матрица Ψ в k – та итерация.

Тези дисперсии определят отклоненията между линейния теоретичен модел и реалното поведение на системата. Заедно с това, те характеризират влиянието на нелинейности, възникващи в резултат на промени в работните условия като налягане, температура и външни натоварвания, както и ефектите от случайни шумове, които могат значително да повлияят на точността на модела. При което пълният вид на корелационната матрица Ψ в k – та итерация ще бъде:

$$\Psi_k = \begin{bmatrix} \sigma_{\omega_m}^2[k] & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{\dot{\omega}_m}^2[k] & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{T_{load}}^2[k] \end{bmatrix} \quad (5.47)$$

Ковариационната матрица Ψ_k е променлива и нейните стойности се актуализират адаптивно във всяка стъпка от итерационната процедура. Грешките в линейния модел, определени чрез тази матрица, се дължат преди всичко на нелинейности, шумове и други отклонения, предизвикани от промени в налягането, температурата и външните натоварвания. Тези отклонения водят до намаляване на точността на модела, но адаптивният характер на матрицата Ψ_k позволява филтърът на Калман да се приспособява към текущото състояние на системата и динамичните промени в работните условия, като по този начин подобрява оценките на състоянието.

За да се осигури адаптивно определяне на матрицата Ψ_k , е необходимо да се дефинира метод за актуализиране на нейните параметри, включително броя на итерациите, от които се използват стойности за изчисляване на дисперсиите.

С цел избягване на нестабилни или изкривени оценки на дисперсиите, причинени от твърде малък брой стойности, минималният брой итерации се задава като $L_{min} = 10$. Ако изчисленият текущ брой итерации $L[j]$ в дадена итерация j е по-малък от L_{min} , се приема стойността $L[j] = L_{min}$.

Адаптивното определяне на $L[j]$ се базира на анализа на разликите между измерените и прогнозните стойности на производните на параметрите от вектора на състоянието, дефинирани в уравнения (5.42) и (5.43). Във всяка итерация се изчислява средноквадратичната грешка (Mean Square Error, MSE), базирана на разликите между измерените и прогнозните стойности на производните, получени от последователните $L[j]$ итерации.

$$MSE_{\omega_m}[j] = \frac{1}{L[j]} \cdot \sum_{j=1}^N \Delta \dot{\omega}_{m,j}^2; \quad MSE_{T_{load}}[j] = \frac{1}{L[j]} \cdot \sum_{j=1}^N \Delta \dot{T}_{load,j}^2 \quad (5.48)$$

където $MSE_{\dot{\omega}_m}[j]$ и $MSE_{\dot{T}_{load}}[j]$ са средноквадратичните грешки (Mean Square Error) на прогнозите за производните съответно на ъгловата скорост $\dot{\omega}_m(t)$ в j -та итерация, изчислени въз основа на разликите между измерените и прогнозните стойности.

При определяне на оптималния брой точки L за изчисляване на дисперсиите в ковариационната матрица Ψ_k се използва адаптивен подход, който се базира на отношението между текущите средноквадратични грешки $MSE[j]$ за j -та итерация и максималната стойност на грешката, определена в границите на същата итерация $MSE_{max}[j]$. Текущата стойност на L за всяка итерация j се определя от израза

$$L[j] = L_{min} + (L_{max}[j] - L_{min}) \cdot \left(1 - \frac{MSE[j]}{MSE_{max}[j]}\right) \quad (5.49)$$

Максималната стойност на средноквадратичната грешка $MSE_{max}[j]$ за текущата итерация j се изчислява като най-голямата стойност на $MSE[\lambda]$ в рамките на последните M итерации.

$$MSE_{max}[j] = \max_{\lambda \in [j-M, j]} MSE[\lambda] \quad (5.50)$$

където M е предварително зададен параметър, равен на 10; λ е вътрешен индекс, модифициран от текущата променлива j , който обозначава подгрупа от последователни итерации в интервала $[j - M, j]$.

5.6. Разработване на адаптивен метод за определяне на ковариационната матрица на грешките при измерване

Ковариационната матрица на грешките при измерване R_k също се определя въз основа на адаптивен подход за актуализация, който дава възможност за компенсиране на ефектите на нелинейността и външните смущения. Точната оценка на тази матрица е от съществено значение за ефективността на филтъра на Калман, защото тя определя теглото на измерените стойности спрямо прогнозираните при всяка итерация. Обобщената структура на алгоритъма за оценка на R_k е илюстрирана на фиг. 5.5.

Както бе показано в уравнение (5.28) в системата се използват два измервани сигнала: ъгловата скорост на хидравличния двигател $\omega_m[k]$ и разликата в налягането $\Delta P[k]$. В този случай $\omega_m[k]$ е стойността на ъгловата скорост, измерена в текущата итерация, а $\Delta P[k]$ е разликата между налягането на входа и изхода на хидравличния двигател, измерена също в момент k .

И двата сигнала са подложени на въздействието на шумове, температурни дрейфове, динамични колебания в системата и други фактори, които могат да намалят точността на измерване във времето. Поради това в модела се прилага хибриден метод за адаптивно определяне на дисперсиите в матрицата R_k , който съчетава способността за прогнозиране на филтъра с независим анализ на точността на самите измервания.

Структурната схема на алгоритъма за адаптивно определяне на корелационната матрица R_k , представена на фиг. 5, включва две паралелни процедури за оценка на дисперсиите на измервателните сигнали. Първата се базира на експоненциално изглаждане на грешката между измерването и прогнозата, а втората — на локална регресия върху предходни стойности за получаване на референтна оценка.

В зависимост от съотношението между текущата и референтната оценка, алгоритъмът преминава през една от две адаптивни логики. При ограничени отклонения се прилага

корекционен коефициент на чувствителност, докато при по-значителни разлики дисперсията се актуализира със стойността, получена от регресионния анализ.

Актуализираните оценки се използват за формиране на матрицата $\mathbf{R}_k$, която се обновява във всяка итерация. Тази структура осигурява устойчиво и чувствително поведение на алгоритъма при динамично променяща се измервателна среда.

Основната итерационна процедура се базира на разликата между реално измерените стойности и техните прогнози от модела:

$$\varepsilon[k] = z[k] - C \cdot \hat{x}[k|k-1] \quad (5.51)$$

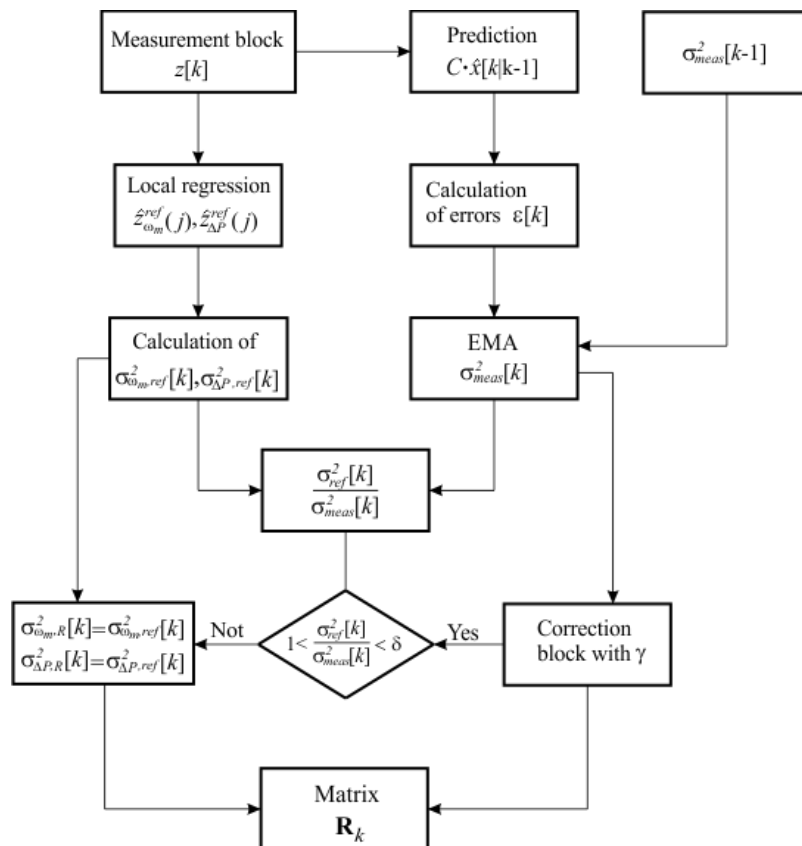
където $\hat{x}[k|k-1]$ е прогнозната стойност на вектора на състоянията в текущата итерация.

Разликата от уравнение (5.51) се използва за определяне на текущата оценка на дисперсиите в матрицата $\mathbf{R}_k$ чрез експоненциално изглаждане (Exponential Moving Average) (EMA) от вида:

$$\sigma_{\omega_m, meas}^2[k] = \alpha \cdot \varepsilon^2[k] + (1 - \alpha) \cdot \sigma_{\omega_m, meas}^2[k-1] \quad (5.52)$$

$$\sigma_{\Delta P, meas}^2[k] = \alpha \cdot \varepsilon^2[k] + (1 - \alpha) \cdot \sigma_{\Delta P, meas}^2[k-1] \quad (5.53)$$

където $\sigma_{\omega_m, meas}^2[k]$ и $\sigma_{\Delta P, meas}^2[k]$ са текущите оценки на дисперсиите на грешките при измерване, допускани съответно при измерването на ъгловата скорост и разликата в налягането в итерацията k ; $\alpha \in (0, 1)$ е коефициент на адаптация.



Фиг. 5.5. Структура на алгоритъма за адаптивно определяне на корелационната матрица на грешките при измерване

Стойностите

$$\sigma_{meas}^2[k-1] = \begin{bmatrix} \sigma_{\omega_m, meas}^2[k-1] \\ \sigma_{\Delta P, meas}^2[k-1] \end{bmatrix} \quad (5.54)$$

представяват дисперсиите, натрупани в предходната итерация по същата рекурсивна формула. Процедурата по изчисляване на дисперсиите чрез експоненциално изглаждане се изпълнява след всяка итерация, така че матрицата $\mathbf{R}_k$ да бъде динамично адаптирана към последното състояние на измервателната грешка.

За разлика от класическата оценка на дисперсията, базирана на извадка от фиксиран брой стойности и разлика спрямо средна стойност, в настоящия модел се използва адаптивна експоненциална оценка. Тя се реализира чрез рекурсивно изглаждане на квадратите на грешките $\varepsilon[k]$ с предварително зададен коефициент α , което осигурява чувствителност към нови стойности и стабилност спрямо случайни колебания.

Алгоритъмът в настоящата работа работи със стойност на коефициента $\alpha = 0,11$, който е определен емпирично въз основа на предварителен анализ на динамиката на измерванията. Тази стойност позволява филтърът да следи актуалните тенденции в изменението на грешките при измерване, като същевременно осигурява изглаждане, необходимо за предотвратяване на нестабилности в адаптацията на матрицата $\mathbf{R}_k$.

Заедно с това във всяка j -та итерация се извършва оценка на точността на изчислените дисперсии. За тази цел се изгражда референтна стойност, базирана на локална регресия, приложена върху последователност от предходни измервания. Референтните дисперсии се оценяват от изразите:

$$\sigma_{\omega_m, ref}^2[k] = \frac{1}{G} \cdot \sum_{j=k-G+1}^k [z_{\omega_m}(j) - \hat{z}_{\omega_m}^{ref}(j)]^2 \quad (5.55)$$

$$\sigma_{\Delta P, ref}^2[k] = \frac{1}{G} \cdot \sum_{j=k-G+1}^k [z_{\Delta P}(j) - \hat{z}_{\Delta P}^{ref}(j)]^2 \quad (5.56)$$

където $z_{\omega_m}(j)$ и $z_{\Delta P}(j)$ са измерените стойности на ъгловата скорост и разликата в налягането в съответната итерация j ; $\hat{z}_{\omega_m}^{ref}(j)$ и $\hat{z}_{\Delta P}^{ref}(j)$ са стойности получени чрез регресионен анализ на измерванията в интервал от G стъпки.

С цел улесняване на математическия запис в следващите изрази, както и в структурната схема на алгоритъма от фиг. 5.5, стойностите на референтните дисперсии ще бъдат представени в следната векторна форма:

$$\sigma_{ref}^2[k] = \begin{bmatrix} \sigma_{\omega_m, ref}^2[k] \\ \sigma_{\Delta P, ref}^2[k] \end{bmatrix} \quad (5.57)$$

Във всяка итерация матрицата $\mathbf{R}_k$ първоначално се формира на база текущите оценки на дисперсиите при измерване, изчислени чрез експоненциално изглаждане — съответно $\sigma_{\omega_m, meas}^2[k]$ и $\sigma_{\Delta P, meas}^2[k]$. Когато се наблюдава разлика между текущите оценки на дисперсиите $\sigma_{\omega_m, meas}^2[k]$ и $\sigma_{\Delta P, meas}^2[k]$ и съответните им референтни стойности $\sigma_{\omega_m, ref}^2[k]$ и $\sigma_{\Delta P, ref}^2[k]$, се прилага адаптивна корекция, чиято стойност се определя в зависимост от степента на отклонение между тях.

При сравнително малки разлики, за които е изпълнено условието:

$$1 < \frac{\sigma_{ref}^2[k]}{\sigma_{meas}^2[k]} < \delta \quad (5.58)$$

текущата стойност на дисперсията $\sigma_{meas}^2[k]$ се коригира чрез умножаване с коефициент на чувствителност $\gamma[k]$, определен по формулата:

$$\gamma[k] = 1 + \left\{ \frac{\sigma_{ref}^2[k]}{\sigma_{meas}^2[k]} - 1 \right\} \cdot \eta \quad (5.59)$$

Тази процедура води до обновяване на дисперсиите в съответствие с изразите

$$\sigma_{\omega_m,R}^2[k] = \gamma_{\omega}[k] \cdot \sigma_{\omega_m,meas}^2[k] \quad (5.60)$$

$$\sigma_{\Delta P,R}^2[k] = \gamma_{\Delta P}[k] \cdot \sigma_{\Delta P,meas}^2[k] \quad (5.61)$$

където $\gamma_{\omega}[k]$ и $\gamma_{\Delta P}[k]$ са адаптивни коефициенти на чувствителност, изчислени съответно за ъгловата скорост и за разликата в налягането на база текущото съотношение между референтната и измерената дисперсия.

Коефициентите $\gamma_{\omega}[k]$ и $\gamma_{\Delta P}[k]$ осигуряват диференцирана адаптация на всеки канал на измерване, като се отчитат индивидуалните изменения в характеристиките на съответните сензори.

В настоящата работа е използвана стойност $\eta = 0,5$, което осигурява плавна реакция — от минимална корекция при слаби разлики до по-съществено повишаване на оценената дисперсия, когато стойността доближи прага.

При наличие на значително отклонение, удовлетворяващо условието:

$$\sigma_{ref}^2[k] > \delta \cdot \sigma_{meas}^2[k] \quad (5.62)$$

текущата оценка на дисперсията се актуализира с референтната стойност $\sigma_{ref}^2[k]$.

Това осигурява бърза адаптация при рязко влошаване на измервателната среда, когато корекцията чрез коефициента $\gamma[k]$ е недостатъчна.

В разработения алгоритъм е използвана стойност $\delta = 1,5$, при което адаптацията се активира когато референтната дисперсия надвиши текущата оценка с повече от 50%. Този праг осигурява баланс между чувствителност към значими промени и устойчивост спрямо краткотрайни отклонения.

Разработеният алгоритъм се базира на локална регресия, при която се изгражда полиномен модел върху последователност от измервания с дължина G . Степента на полинома се определя адаптивно в зависимост от характера на динамиката на измерваната величина — при плавно и монотонно изменение се използва модел от първа степен, докато при по-сложни, но регулярни изменения алгоритъмът прилага модел от втора степен. Целта е да се осигури референтна стойност, която адекватно определя общата посока на развитие на сигнала, като същевременно се минимизира влиянието на случайни колебания и локални смущения.

На базата на текущите дисперсии $\sigma_{\omega_m,R}^2[k]$ и $\sigma_{\Delta P,R}^2[k]$ се формира ковариационната матрица на измерванията:

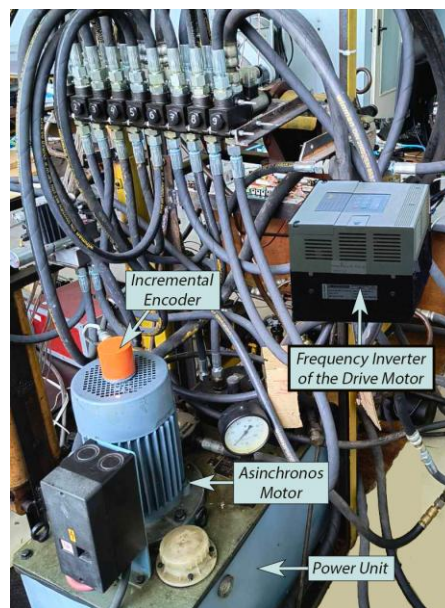
$$\mathbf{R}_k = \begin{bmatrix} \sigma_{\omega_{m,R}}^2[k] & 0 \\ 0 & \sigma_{\Delta P,R}^2[k] \end{bmatrix} \quad (5.63)$$

Тази матрица се актуализира във всяка итерация и определя текущото състояние на измервателната верига. По този начин се постига по-висока чувствителност към реални промени в характеристиките на сензорите и се осигурява стабилност и адаптивност на оценките от филтъра на Калман при реални условия на работа.

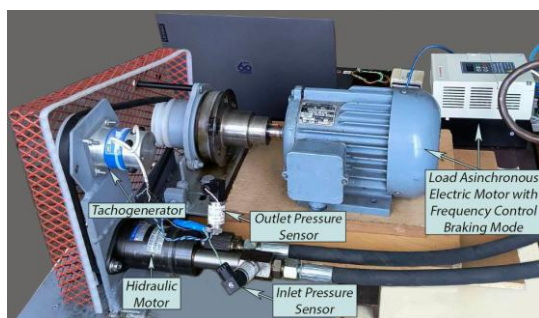
5.7. Експериментални изследвания и резултати

Експерименталната установка се базира на електрохидравличната система, подробно описана по-горе. За целите на експерименталните изследвания към системата е добавен допълнителен асинхронен електродвигател, работещ в спиращ режим, който изпълнява ролята на външен товар. Той е управляван чрез отделно честотно управление и е механично свързан с вала на хидравличния двигател, върху който оказва контролируем обратен въртящ момент. Посредством предварително зададени управляващи сигнали към честотното управление се реализират различни товарни профили – включително линейно нарастващи и стъпаловидни – които се разглеждат като референтни входни въздействия за тестване на ефективността на алгоритмите.

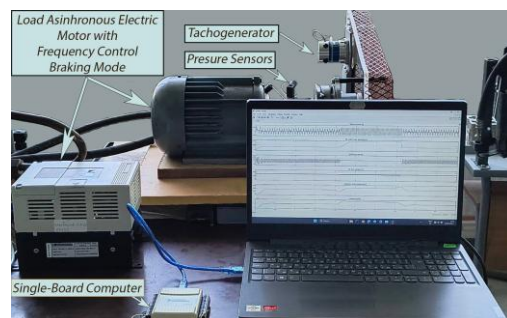
На фиг. 5.6 е представен снимков материал на експерименталната установка, върху която са обозначени основните компоненти.



(a)



(b)



(c)

Фиг.5.6. *Експериментална установка за изследване и валидиране на системата и предложените алгоритми: (а) модул на електрохидравличен задвижващ механизъм с вградена хидравлична помпа. (б) хидравличен задвижващ механизъм с вградени сензори и електродвигател за външно натоварване. (в) модул за управление и обработка на данни, базиран на едноплатков компютър.*

Зададените от честотното управление стойности се считат за референтни товарни моменти, докато действителният въртящ момент, упражнен върху хидравличния вал, може да се отклонява от тях в резултат на електромагнитни, инерционни и хидравлични влияния. Тези отклонения, макар и да не се измерват пряко, оказват влияние върху оценката, получена от алгоритъма, и се проявяват като разлики спрямо зададените профили.

От друга страна обаче, като достатъчно точен от метрологична гледна точка критерий за ефективността на алгоритъма се възприема отношението между грешката, получена при директно измерване на зададените параметри, и грешката при тяхната оценка чрез алгоритъма. Този подход позволява извършване на сравнителна оценка между директното измерване и адаптивната оценка на сигнала, при условие че се използва единен референтен профил като основа за сравнение. Полученото съотношение между стойностите на средноквадратичната грешка (RMSE) с и без използване на алгоритъма служи като критерий за подобряване на точността при оценяване на параметрите. При параметри, за които липсва директна измервателна информация (например товарния момент), оценката се базира единствено на абсолютната грешка спрямо референтната стойност.

Експерименталните изследвания са проведени в два характерни режима на натоварване – с линейно нарастващ и със стъпаловидно променящ се товарен момент, които са сред често срещаните динамични натоварвания за такива електрохидравлични системи в реални условия.

Първият режим се характеризира с плавно увеличаване на въртящия момент, приложен върху вала на хидравличния двигател. Натоварването се осъществява чрез управление на втория асинхронен електродвигател, работещ в спирачен режим, посредством предварително зададен честотен профил. Макар че ъгловата скорост не се задава пряко като входна величина, тя се формира в резултат от взаимодействието между зададения товар и инерционните и хидравлични характеристики на системата. По този начин се осигурява контролирана измервателна среда, при която ъгловата скорост е резултат от взаимодействието между зададения товар и инерционните и хидравлични характеристики на системата.

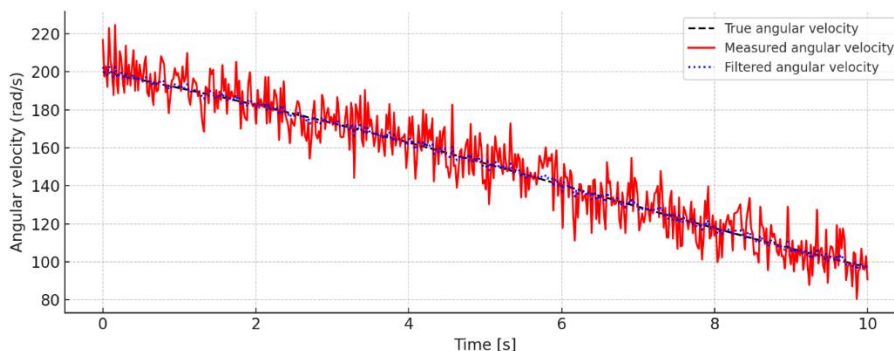
Този режим позволява да се проследи реакцията на системата при постепенно нарастващи условия на натоварване и да се оцени способността на алгоритъма да следи динамично изменящите се параметри.

На фиг. 5.7 са представени резултатите от измерване и оценяване на ъгловата скорост. В графиката са включени измереният сигнал от тахогенератора (съдържащ измервателен шум), оцененият сигнал, получен чрез алгоритъма, както и предварително зададеният референтен профил на ъгловата скорост, използван като база за оценка на точността. От графиката се вижда, че адаптивният филтър значително намалява шума в измерванията и осигурява оценка, която следва с висока точност зададената динамика на сигнала.

За целите на изследването и анализа, времевият интервал е приет равен на 10 s, при честота на дискретизация 50 Hz. Това съответства на 500 измервателни точки, с дискретен

времеви интервал $\Delta t = 0,02 \text{ s}$. Честотата на дискретизация е съобразена с динамиката на електрохидравличната система и възможностите на използваните измервателни средства.

Референтните стойности, използвани за оценка на точността, са предварително зададени функции във времето за ъгловата скорост и товарния момент, реализирани чрез взаимодействието между хидравличния и електрическият товарен двигател. Измерванията и оценките се извършват синхронно в рамките на тази времева база.

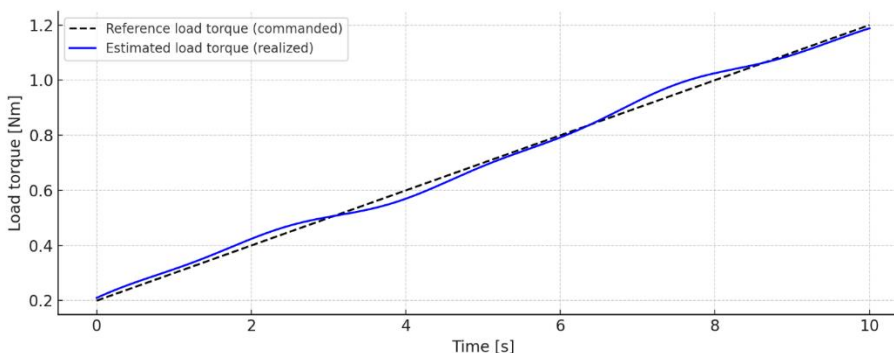


Фиг. 5.7. Измерена, филтрирана и референтна ъглова скорост при линейно нарастващ товарен момент

Поведението на товарния момент е представено на фиг. 5.8, където са показани както предварително зададената чрез честотно управление стойност (референтен профил), така и оценената стойност, получена от алгоритъма. За разлика от ъгловата скорост, която се измерва директно и съдържа измервателен шум, товарният момент не се измерва пряко, а се оценява въз основа на динамичен модел и разликата между входното и изходното налягане. Поради това оценката на товарния момент се характеризира с по-ниска честота на вариации, тъй като не се влияе от шум, а от структурни отклонения и динамични ефекти в системата.

Кривата, дефинираща оценения товарен момент се колебае симетрично около референтния профил, без да показва систематично отдалечаване или дрейф. Това поведение показва стабилната работа на адаптивния алгоритъм, при който корелационните матрици на грешките на модела и измерванията се адаптират в реално време. Включените отклонения в оценката са достатъчно плавни, за да отразят реално динамиката на възпроизвеждане на зададения товарен момент, без да се въвеждат високочестотни компоненти, които биха били нехарактерни за подобна система.

По този начин филтърът осигурява устойчива и достоверна оценка на реално приложеното натоварване, като визуално и метрологично се доказва, че няма натрупване на грешка с времето, а само локални, ограничени по амплитуда колебания, обуславящи се от физическите процеси в системата.



Фиг. 5.8. Референтна и оценена стойност на товарния момент при линейно нарастващ режим на натоварване

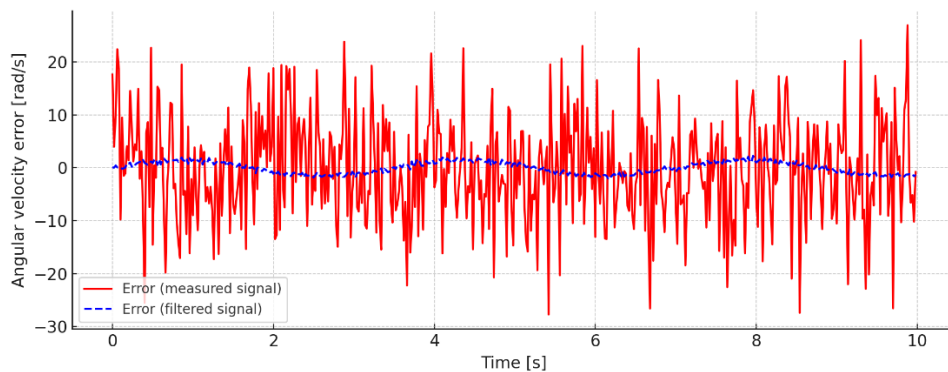
Получените графични резултати се допълват от количествена оценка на ефективността на алгоритъма, извършена чрез изчисляване на средноквадратичните грешки (RMSE) при два случая: без прилагане на филтър на Калман (директно използване на измерените стойности) и с прилагане на филтъра на Калман. Формулите за изчисление на RMSE в двата случая са:

$$RMSE_{\omega_m}^{meas} = \sqrt{\frac{1}{H} \cdot \sum_{k=1}^H \{\omega_m^{meas}[k] - \omega_m^{ref}[k]\}^2} \quad (5.64)$$

$$RMSE_{\omega_m}^{filt} = \sqrt{\frac{1}{H} \cdot \sum_{k=1}^H \{\omega_m^{filt}[k] - \omega_m^{ref}[k]\}^2} \quad (5.65)$$

където $\omega_m^{meas}[k]$ е измерената стойност на ъгловата скорост в дискретната стъпка k , получена от тахогенератора; $\omega_m^{filt}[k]$ е оценената стойност на ъгловата скорост, изчислена чрез филтъра на Калман; $\omega_m^{ref}[k]$ е референтната (предварително зададена) стойност на ъгловата скорост, използвана за сравнение; H е общият брой дискретни стъпки в интервала на измерване.

Стойностите на грешката при оценяване на ъгловата скорост са представени графично на фиг. 5.9, където е извършено сравнение между грешката при директно използване на измерения сигнал и грешката след прилагане на адаптивния филтър на Калман.



Фиг. 5.9. Графично сравнение на грешките при използване на измерен и филтриран сигнал за ъглова скорост

Изчислената стойност на RMSE при използване на директния измерен сигнал е $RMSE_{\omega_m}^{meas} = 10,08 \text{ rad/s}$, докато при използване на оценката от филтъра стойността намалява до $RMSE_{\omega_m}^{filt} = 1,51 \text{ rad/s}$. Ефективността на филтъра може да бъде оценена чрез отношението

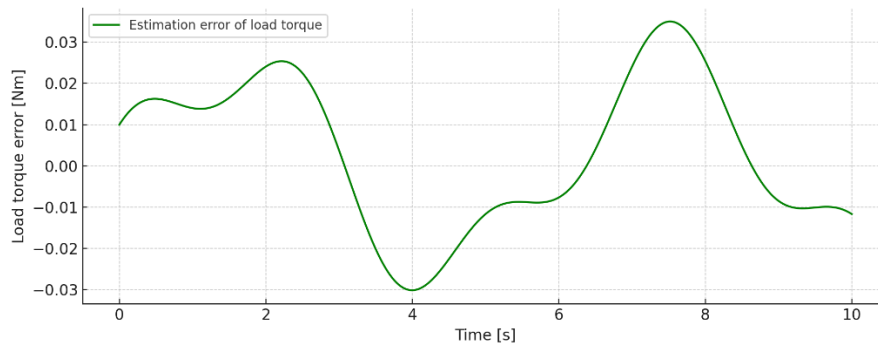
$$\frac{RMSE_{\omega_m}^{meas}}{RMSE_{\omega_m}^{filt}} = 6,67.$$

Това съотношение показва способността на алгоритъма да редуцира измервателната грешка повече от шест пъти, като осигурява значително подобрение в точността и надеждността на оценката.

Грешката при оценяване на товарния момент е представена графично на фиг. 5.10. Поради липса на директно измерване, точността на изчислена чрез филтъра стойност е оценена чрез сравнение с предварително зададената стойност на товарния момент, приета за референтна. Изчислена е средноквадратичната грешка (RMSE), съгласно израза:

$$RMSE_{T_{load}}^{filt} = \sqrt{\frac{1}{H} \cdot \sum_{k=1}^H \{T_{load}^{filt}[k] - T_{load}^{ref}[k]\}^2} \quad (5.66)$$

където $T_{load}^{filt}[k]$ е стойността, оценена чрез филтъра на Калман; $T_{load}^{ref}[k]$ е референтната стойност, зададена чрез честотното управление.



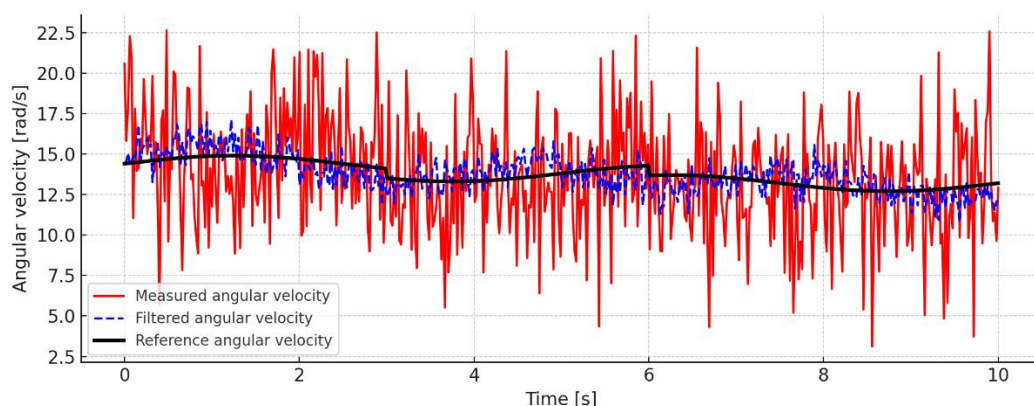
Фиг. 5.10. Грешка, допускана при оценката на товарния момент във времето

Получената стойност на $RMSE_{T_{load}}^{filt} = 0,018 \text{ Nm}$, което потвърждава високата точност на адаптивния алгоритъм при възстановяване на параметри, които не се измерват директно. Както се вижда от фиг. 10, грешката на оценката на товара се колебае симетрично около нулата, без признаци на дрейф или натрупване във времето, което съответства на анализа, извършен въз основа на фиг. 8. Флукуациите в оценката са резултат от физическите отклонения при реалното възпроизвеждане на товарния момент и са с малка амплитуда и физически обоснован динамичен характер.

Вторият експериментален режим е реализиран при стъпаловидно изменение на товарния момент, при което въртящият момент, упражнен върху вала на хидравличния двигател, се повишава на определени интервали от време с ясно дефинирани стойности. Този тип натоварване е особено полезен за анализ на динамичната реакция на електрохидравличната система, тъй като съчетава резки преходи в управляващия сигнал с ограничения на реалната физическа реализация. В контекста на оценка на изследвания в тази работа алгоритъм, стъпаловидният режим позволява да се проследи: преходното поведение на алгоритъма при рязка промяна в сигнала; стабилността на филтъра при рязко изменение на сигнала; способността му да разграничи преходни ефекти от структурни отклонения.

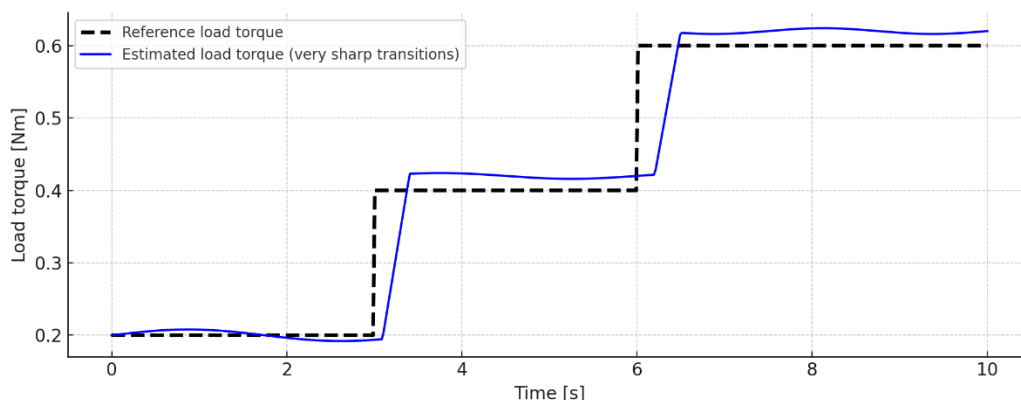
На фиг. 5.11 са представени в графичен вид резултатите, получени при изследване на ъгловата скорост със стъпаловиден товарен момент. Показани са измереният сигнал от тахогенератора, оценката, получена чрез адаптивния филтър, както и предварително зададеният еталонен профил на ъгловата скорост.

Този профил съответства на очакваната зависимост между натоварването и ъгловата скорост при работа на електрохидравличната система – при увеличаване на товарния момент, скоростта намалява. Поради стъпаловидния характер на приложеното натоварване, еталонната ъглова скорост следва съответен дискретен профил, който служи като база за оценка на ефективността на алгоритъма при резки преходни режими.



Фиг. 5.11. Измерена, филтрирана и референтна ъглова скорост при стъпаловидно изменение на товарния момент

Измереният сигнал, получен от тахогенератора, съдържа значителни високочестотни смущения, които водят до отклонения от зададената еталонна стойност. След обработка чрез адаптивния филтър, получената оценка се доближава до референтния профил и възпроизвежда основната му форма, като при преходите между стъпалата оценката реагира с характерно закъснение и плавна адаптация към новото ниво. Това поведение е характерно за адаптивни алгоритми, при които ковариационните матрици на модела и измерванията се настройват в реално време и ограничават резките промени в оценките, като по този начин осигуряват стабилност и защита от внезапни колебания, обусловени от шум или преходни състояния в системата.



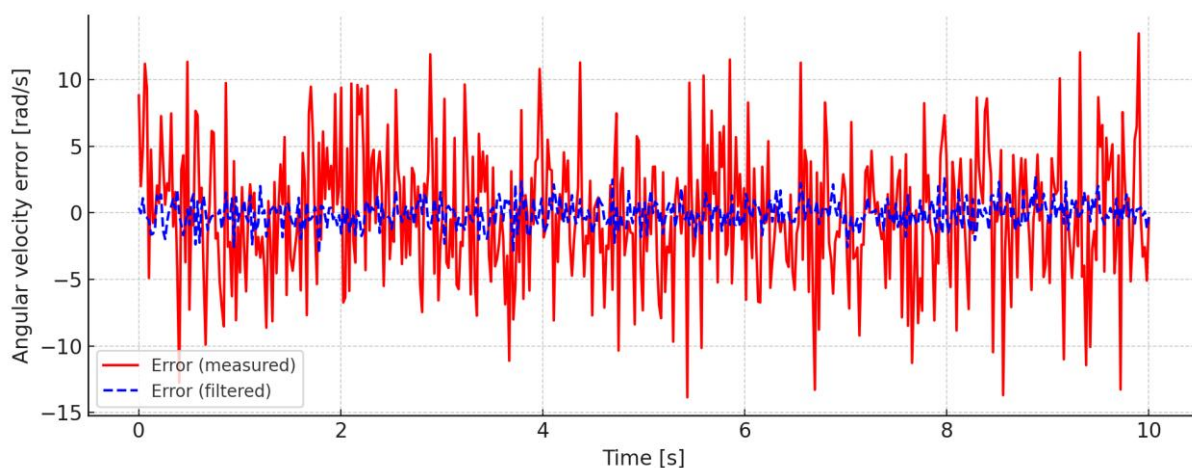
Фиг. 5.12. Референтна и оценена стойност на товарния момент при стъпаловидно изменение на товарния момент

На фиг. 5.12 са представени референтният и оцененият товарен момент при стъпаловиден профил на натоварване. Еталонният сигнал е предварително зададен в експеримента, а оценката е получена чрез адаптивния филтър на Калман, който съчетава информация от динамичния модел на системата и наличните входни и измервателни данни. От тази фигура се вижда, че оцененият товарен момент не следва в реално време стъпаловидното изменение на референтния профил, а реагира с характерно закъснение и плавно преход към новото ниво. При всяко стъпаловидно изменение се наблюдава кратко изоставане и пиков отговор на оценката, при който стойността временно надвишава референтното ниво. Това поведение е типично за динамичните системи и адаптивните филтри, при които преходният

процес се развива плавно и може да включва надценяване преди стабилизиране около новото ниво.

След установяване на новото ниво, оценката не се колебае симетрично около референтния сигнал, а показва леко систематично изместване, насочено към по-високи стойности. Това поведение се определя от адаптивния характер на алгоритъма, при който ковариационните матрици на модела и измерванията се настройват динамично спрямо текущите условия. По този начин се избягва разходящо отклонение, т.е. натрупване на грешка във времето, при което оценката би се отдалечила трайно от референтния профил. Вместо това, филтърът осигурява устойчива, метрологично достоверна оценка, съобразена с преходните ефекти и с влиянията, които не се измерват пряко, но се отразяват чрез динамиката на модела.

Фигура 5.13 показва изменението във времето на грешките при оценяване на ъгловата скорост за режима със стъпаловиден товарен момент. Представени са както отклоненията между измерената и референтната стойност, така и между филтрираната оценка и същата референтна величина.



Фиг.5.13. Грешка при оценка на ъгловата скорост във времето при стъпаловидно изменение на товарния момент – сравнение между измерен, филтриран и референтен сигнал

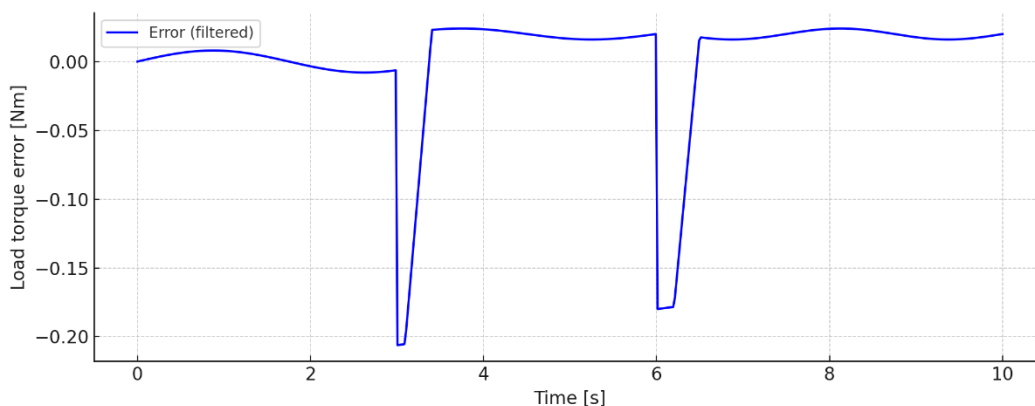
Както и при предходния режим, се наблюдава съществено подобрение на оценката благодарение на адаптивния филтър, което се потвърждава и количествено чрез RMSE. Изчислената стойност на средноквадратичната грешка при използване на измерения сигнал е $RMSE_{\omega_m}^{meas} = 4,99 \text{ rad/s}$, а при филтрираната оценка тя намалява до $RMSE_{\omega_m}^{filt} = 0,98 \text{ rad/s}$. Това води до над 5-кратно намаляване на грешката, което се доказва от съотношението

$$\frac{RMSE_{\omega_m}^{meas}}{RMSE_{\omega_m}^{filt}} = 5,11,$$

което показва ефективността на филтъра при режими с рязка промяна на входния товар.

Графичният резултат, илюстриращ грешката при оценка на момента, създаван от товара, е показан на фиг. 5.14. Графиката показва характерно преходно отклонение на оценката след всяка промяна в референтния товарен момент, последвано от стабилизиране на грешката около положителна стойност. Максималната грешка, наблюдавана при оценката на товарния момент, достига стойности до 0,20 Nm, но това е характерно за кратките преходни моменти, свързани с резките промени в зададения товар.

Във всички останали времеви интервали грешката остава значително по-малка и варира около 0,02–0,03 Nm, което потвърждава, че поведението на адаптивния алгоритъм е стабилно и не води до разходящо отдалечаване от референтния профил. Такова пиково преходно поведение е типично за системи с инерционни ефекти и филтри с адаптивна динамика и не се счита за индикатор за влошена прецизност на алгоритъма.



Фиг. 5.14. Грешка при оценка на товарния момент при стъпаловиден профил на натоварване – преходно поведение и стабилизиране около референтната стойност

Грешката остава ограничена и стабилна във времето, без тенденция към натрупване, което потвърждава устойчивата работа на алгоритъма в динамични условия. Изчислената средноквадратична стойност е $RMSE_{T_{load}}^{filt} = 0,044 \text{ Nm}$.

В сравнение с режима на линейно нарастващ товар, при който оценката се развива плавно и съгласувано с референтния сигнал, в условията на стъпаловидни изменения се наблюдават по-изразени преходни процеси. Те водят до по-големи локални отклонения, особено в зоните на рязка промяна. Това е естествено следствие от динамичния отговор на системата и ограничената скорост на адаптация на алгоритъма, при който оценката умишлено не следва мигновено скоковете, с цел запазване на стабилност. В резултат на това, средноквадратичната грешка е по-висока, но остава в рамките на приемливи граници.

При реални режими на работа електрохидравличните системи се сблъскват със съществени трудности, които ограничават точността на управление и оценката на техните състояния. Основните фактори, които възпрепятстват или усложняват работата на тези системи, включват: наличие на силно изразена нелинейност, вътрешни загуби от хидравличен и механичен характер, чувствителност към външни смущения, изменения в налягането и температурата, както и ограничени възможности за пряко измерване на съществени величини като товарния момент. Тези въздействия водят до несъответствие между реалното поведение на системата и нейния математически модел, което ограничава ефективността на класическите алгоритми за управление и оценка на състоянията.

Предложеният в настоящата статия модел е насочен към минимизиране на гореописаните ограничения чрез въвеждане на структурно-адаптивни решения, базирани на филтъра на Калман, които дават възможност за надеждно проследяване и своевременно прогнозиране на измененията в натоварването, като по този начин се осигурява активна адаптация на управляващите действия към реалните работни условия. Предложената структура на адаптивен филтър на Калман демонстрира ефективност при преодоляване на някои от най-често срещаните затруднения в електрохидравличните системи. Един от съществените приноси е алгебричното определяне на ъгловото ускорение, което позволява

включването на тази величина във вектора на състоянието, без да се налага използване на втори ред производни или числено интегриране на сигнали с високо ниво на шум и грешки. Това решение повишава точността и стабилността на оценките, особено в преходни режими, при които класическите подходи показват нестабилност.

Друг важен аспект е емпиричното моделиране на товарния момент чрез регресионна връзка, базирана на измерената ъглова скорост и разликата в налягането. Това позволява по-добра синхронизация с реалната динамика на системата и повишена адаптивност на филтъра. От метрологична гледна точка, прилагането на този модел води до съществено намаляване на вероятността за поява на грешки с голяма амплитуда. Анализът на експерименталните резултати (фиг. 5.14) показва, че вероятността оценката на товарния момент да се отклони с максимална стойност от референтната траектория е по-малка от 3% от общата вероятност за възникване на грешка. Това е пряко свързано с подобрена метрологична надеждност на оценките и с намаляване на приноса на динамичната съставляваща в сумарната грешка на системата.

Адаптивната актуализация на ковариационната матрица на модела Ψ , базирана на анализа на разликите между прогнозни и измерени стойности на производните, позволява на алгоритъма да открива моментите на по-голямо динамично отклонение и да настройва в реално време своята чувствителност към отклоненията. Това е от съществено значение при рязки промени в налягането, температурни колебания или преход между различни режими на натоварване.

По аналогичен начин, хибридната стратегия за актуализиране на ковариационната матрица на грешките при измерване R_k – чрез съчетаване на експоненциално изглаждане и локална регресия – осигурява ефективен компромис между адаптивност и устойчивост. Така филтърът запазва чувствителност към систематични флуктуации в данните, като същевременно ограничава влиянието на статистически изолирани отклонения. Този подход е особено важен от метрологична гледна точка, тъй като позволява адаптивно управление на тегловите коефициенти в условия на динамично изменяща се неопределеност.

В резултат, цялостният модел не само съхранява теоретичната последователност на класическия филтър на Калман, но и я разширява с практически приложими механизми, позволяващи работа при ограничена измервателна информация, наличието на шум, и нелинейна динамика. Това го прави подходящ за внедряване в реални индустриални системи, където точността на оценките и способността за адаптация имат пряко влияние върху качеството на управлението.

Получените експериментални резултати потвърждават ефективността на разработения модел при различни динамични режими на натоварване. Чрез прилагане на алгоритъма за алгебрично определяне на ъгловото ускорение и емпирично моделиране на товара, се наблюдава значително подобрене в точността на оценките, особено в преходни процеси с линейно нарастващо или импулсно приложено натоварване.

При плавно увеличаващ се товарен момент ефективността на предложената система се проявява ясно както при оценката на ъгловата скорост, така и при оценката на товарния момент. Отношението между средноквадратичните грешки при директното измерване и при оценката чрез филтъра достига стойност 6,67, което свидетелства за съществено намаляване на грешката от измерване и повишаване на метрологичната точност на оценката. Средноквадратичната грешка при изчисляването на товарния момент остава в рамките на допустимите граници, като възпроизвежда зададения профил без наличие на дрейф или

натрупване във времето. Колебанията в оценката са симетрични около нулата и се дължат на физически обосновани отклонения при реалното възпроизвеждане на товара, което потвърждава устойчивото поведение на алгоритъма в динамични условия. В режим на стъпаловидна промяна на товарния момент се наблюдава стабилно и бързо адаптиране на филтъра към резките промени в динамиката на системата. Средноквадратичната грешка при оценката на ъгловата скорост е значително намалена, като отношението между грешката при директно измерване и тази при филтрирана оценка е 5,11, което свидетелства за над 5-кратно подобрене в точността на оценката. При оценката на товарния момент, грешките в преходните режими достигат до 0,20 Nm – стойност, която е очаквана и физически оправдана в условията на инерционна реакция и резки входни въздействия. Извън преходните състояния, отклоненията са стабилни и ограничени в диапазона 0,02–0,03 Nm, без наличие на систематичен дрейф. Това поведение потвърждава метрологичната устойчивост на предложения адаптивен алгоритъм и неговата приложимост в условия на динамично променящи се режими на натоварване.

При по-тежки режими с внезапни промени в товарния момент – особено трудни за прогнозиране и обработка в реално време – традиционните алгоритми често проявяват нестабилност, осцилации или закъснения в оценките. За разлика от това, предложеният адаптивен модел демонстрира стабилно и точно поведение дори в тези критични условия. Това се постига чрез регресионното моделиране на товарния момент и динамичното адаптиране на ковариационната матрица на грешките в модела. При рязка промяна на натоварването се наблюдава повишаване на дисперсиите в тази матрица, което намалява влиянието на предварителните предсказания и увеличава гъвкавостта на филтъра. След стабилизиране на външното въздействие, дисперсиите постепенно се редуцират, възстановявайки чувствителността към измерванията и повишавайки точността. Допълнителна устойчивост към сензорен шум се осигурява чрез използването на експоненциално изглаждане и локална регресия при обработката на измервателните сигнали, което подобрява надеждността при реални условия на работа. Ковариационната матрица на грешките при измерване също се адаптира динамично спрямо надеждността на сензорната информация. При наличие на смущения или повишен шум, дисперсиите ѝ се увеличават, с което филтърът автоматично намалява теглото на текущите измервания в процеса на комбиниране с оценката на модела. Когато сигналите възстановят стабилността си, стойностите в матрицата се нормализират, което позволява по-прецизно проследяване на реалните състояния.

Представеният метод демонстрира висока ефективност при оценка на състоянията и товарните въздействия в реални експлоатационни условия, което я прави подходяща за внедряване в широк спектър от приложения. Заедно с това, нейната архитектура предлага значителен потенциал за бъдещо разширение и усъвършенстване. Използваната линейна структура на филтъра е съзнателно избрана поради нейната изчислителна ефективност и устойчивост в реални експлоатационни среди, като ограниченията ѝ са компенсирани чрез адаптивни механизми за актуализация на ковариационните матрици и включване на алгебрично определени състояния. В тази основа могат да бъдат интегрирани и по-сложни алгоритми — например, прилагането на невронни мрежи за идентификация и адаптация на параметрите в регресионния модел на товарния момент би позволило автоматично обобщаване на зависимости и адаптиране към нови динамични режими без необходимост от предварителна параметрична настройка. Допълнително, обучение на ковариационните матрици на модела и на измерването чрез невронни архитектури може да повиши устойчивостта на алгоритъма при силно нелинейни и нестационарни процеси, като същевременно запази изчислителната

ефективност на настоящата структура. Така се очертават нови възможности за повишаване на адаптивността и точността на оценките в още по-сложни работни среди.

Представения в монографията метод се основава на структурна реализация филтъра на Калман, предназначен за по-прецизна и устойчива оценка на състоянията в електрохидравлични системи, работещи в условия на динамични натоварвания и нестабилна измервателна среда. Разработеният подход е насочен към осигуряване на надеждно проследяване и прогноза на промените във външния товар, с цел адаптиране на управляващите действия спрямо реалните експлоатационни условия.

В основата на предложеното решение е включена структурна адаптация на алгоритъма, при която едно от състоянията се определя алгебрично на всяка стъпка, което позволява интегриране на трудно измерими, но значими за динамиката на системата величини, без да се нарушава линейната структура на останалата част от модела. Динамичното поведение на товарния момент е моделирано чрез регресионен подход, основан на експериментални данни, вместо да се използва фиксирана или предварително зададена стойност. По този начин се осигурява адекватно съответствие между модела и реалната работа на системата.

Съществен елемент от методологията е адаптивното изчисляване на ковариационните дисперсии, които характеризират грешките в модела и измерванията. Използването на оценка в реално време въз основа на разликите между прогнозираните и измерените стойности, както и съчетаването на експоненциално изглаждане с локална регресия, допринасят за устойчивостта на оценките при кратковременни смущения и променливи условия.

Експерименталните изследвания, проведени в лабораторна среда с реална електрохидравлична установка, потвърждават ефективността на разработения модел. Получените резултати демонстрират висока точност и стабилност на оценките при различни режими на натоварване, а изчислените стойности на средноквадратичната грешка свидетелстват за значително подобрена съгласуваност между модела и измерените данни.

ГЛАВА 6

ПРИЛОЖЕНИЕ НА ФИЛТЪРА НА ВИНЕР И ДРУГИ МЕТОДИ

6.1. Повишаване на точността на измерванията и намаляване на шума

Електрохидравличните системи осигуряват прецизност и бързина в производството в автоматизирани поточни линии, управление на самолети, роботизирани хирургични системи, системи за управление на вятърни турбини като хидравлични механизми за регулиране на лопатките и много други области на приложение [1, 5, 6, 7, 8, 9].

Белият шум в обратната връзка на сензора може да причини различни проблеми в управлението и регулирането на електрохидравличната система и може да замъгли действителните стойности на скоростта, което води до неточни измервания и по-малка прецизност в управлението на системата [2, 3, 4, 20, 23, 24, 25].

Могат да възникнат нежелани колебания в управляващия сигнал, което може да доведе до нестабилност на системата и неравномерна работа. Поради шум контролерът може да реагира неправилно на промени в обратната връзка, което води до забавяне на реакцията или прекомерно регулиране [15, 16, 17].

В системи с адаптивно управление [10, 11, 12, 22] шумът може да затрудни обучението на контролера, което води до неефективна адаптация към промените в условията на работа. Нестабилността и колебанията, причинени от шума, могат да доведат до повишено износване на хидравличните компоненти, което намалява живота им. Общата ефективност на системата може да намалее, тъй като контролерът не може да оптимизира работата поради неправилни измервания. И накрая, лошото регулиране на системата, причинено от шума, може да доведе до увеличаване на консумацията на енергия, което е икономически неефективно.

В заключение, това може значително да повлияе на производителността и надеждността на електрохидравличната система [18, 19, 21], подчертавайки важността на филтрирането и обработката на сигнала.

6.2. Филтър на Винер и другите методи за филтриране и обработката на сигнала

- *Филтър Бътъруърт*

Филтърът на Бътъруърт е вид филтър за обработка на сигнала, проектиран да има най-плоската честотна характеристика в пропускателната лента. Известен е още като плосък филтър с максимална амплитуда. Изобретен е през 1930 г. от британския инженер и физик Стивън Бътъруърт в статията му "За теорията на филтърните усилватели".

Основната характеристика на филтъра на Бътъруърт е, че той осигурява плоска честотна характеристика до гранична честота, след което тази реакция започва да намалява. Граничната честота е точката, в която амплитудата на сигнала намалява с 3 dB. Филтрите на Butterworth могат да бъдат проектирани с различни редове, като по-високите редове осигуряват по-рязко намаляване на честотната характеристика след граничната честота.

Филтрите на Butterworth са предпочитани, когато е необходимо да се осигури гладка честотна характеристика без пулсации в пропускателната лента.

В дизайна се стремим към реакция, близка до идеалния филтър. Намирането на точните идеални характеристики е предизвикателство, което изисква сложни филтри от по-висок порядък.

Ако увеличим реда на филтъра, броят на каскадните етапи с филтъра също се увеличава. Но на практика не можем да постигнем идеалната честотна характеристика на филтъра, защото произвежда прекомерни вълнички в пропускателната лента.

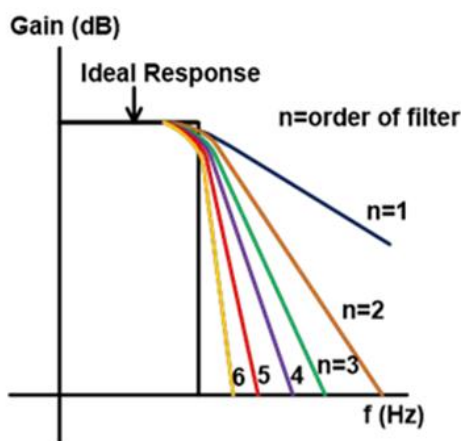
Филтърът на Бътъруърт осигурява математически равна (плоска) честотна характеристика до граничната честота на -3 dB, без никакви вълнообразни изкривявания (ripples). Честотите над тази граница намаляват (затихват) с 20 dB на декада при филтър от първи ред. Ако увеличите реда на филтъра, скоростта на затихване също се увеличава. При

филтър от втори ред тя е 40 dB на декада. Коефициентът на качество (Q) за филтъра на Бътъруърт е 0.707.

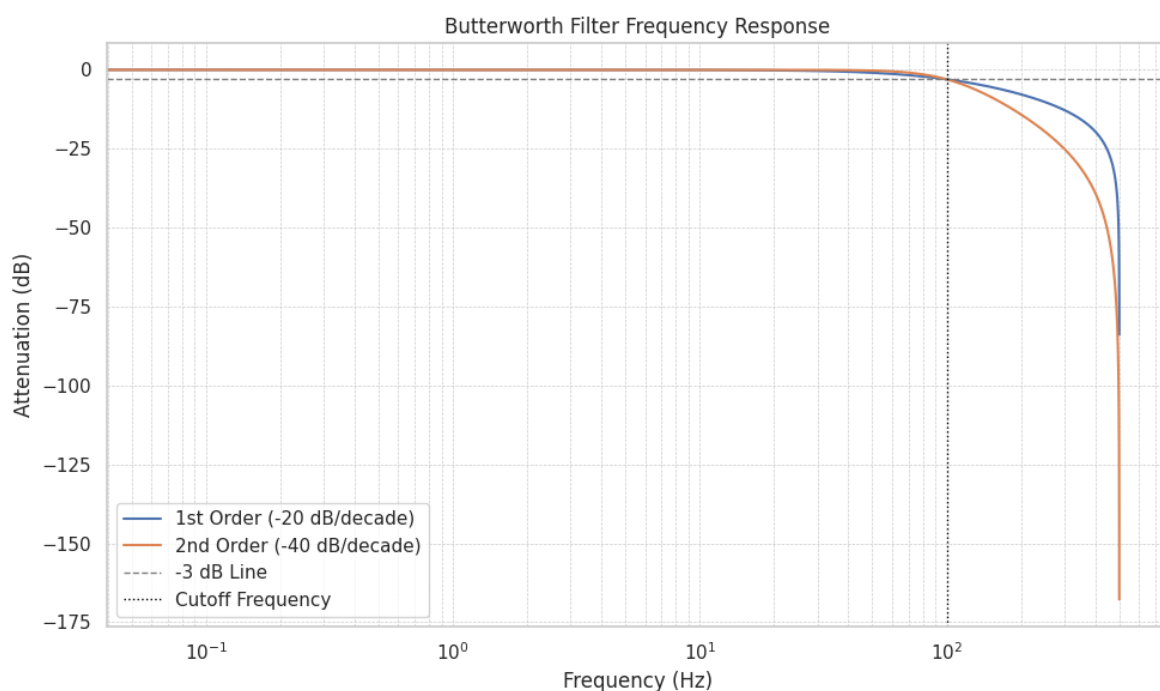
Където:

- „Математически плоска честотна характеристика“ означава, че в работната честотна лента усиляването е постоянно и няма пулсации или неравности в амплитудата. Това е основната разлика спрямо други филтри (като Чебишев), които имат „вълни“ в честотната характеристика.
- **Гранична честота (-3 dB)** е точката, при която изходният сигнал е намалял с около 30% по амплитуда (точно 0.707 пъти от максимума).
- **Затихване (roll-off)** е скоростта, с която филтърът намалява амплитудата на сигналите над граничната честота.
 - При **първи ред**: -20 dB/декада (декада = 10 пъти увеличение на честотата).
 - При **втори ред**: -40 dB/декада (по-рязко затихване).
 - При всеки следващ ред скоростта на затихване се увеличава с още -20 dB/декада.
- **Коефициент на качество $Q = 0.707$** е оптималната стойност за Бътъруърт, при която се постига максимално плоска характеристика без „прозвъняване“ (overshoot) във времева област.

Фигура 6.1 по-долу показва характеристика на филтъра Butterworth за различните редове филтри, а фигура 6.2 показва графика на честотната характеристика на филтър на Бътъруърт от първи и втори ред като така може ясно да се види защо по-високият ред на филтъра дава по-рязко „отрязване“ на нежеланите честоти, но и защо Бътъруърт остава популярен – в работната лента сигналът е максимално „чист“ и без пулсации.



Фиг. 6.1. Графики на филтър на Бътъруърт от различни редове.



б)

Фиг. 6.2. Графика на честотната характеристика на филтър на Бътърворт от първи и втори ред. Синята крива показва филтър от първи ред – плоска амплитудна характеристика до граничната честота (100 Hz), след което затихването е с наклон -20 dB/декада; Оранжевата крива е за втори ред – също плоска до -3 dB точката, но след нея затихването е двойно по-рязко: -40 dB/декада; Пунктираната хоризонтална линия на -3 dB маркира граничната честота, а вертикалната – самата честота на срез.

Обобщената форма на честотна характеристика за нискочестотен филтър Butterworth от n-ти ред е:

$$H(j\omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + \varepsilon^2 \left(\frac{\omega}{\omega_C}\right)^{2n}}}, \quad (6.1)$$

където: n- ред на филтъра, ω - работна честота (честота на пропускателната лента) на веригата,

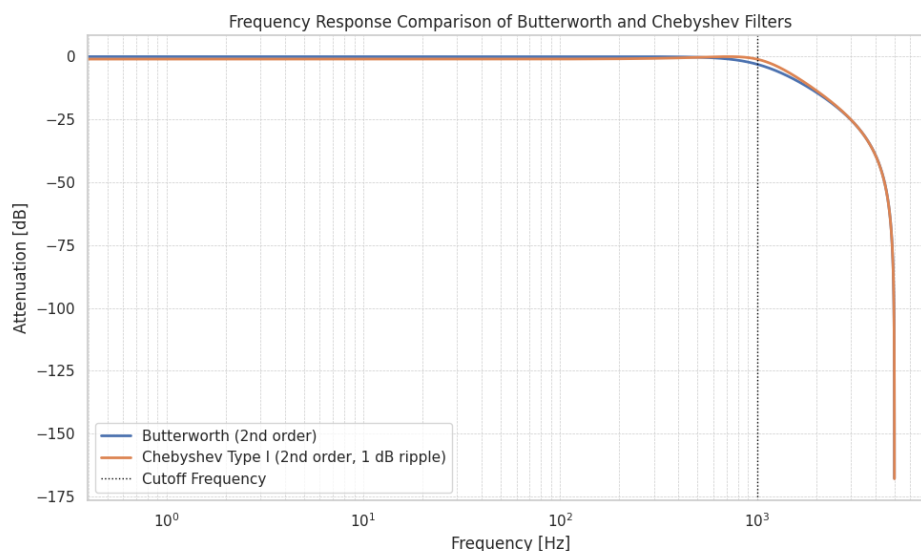
- гранична честота, ε - максимално усилване на пропускателната лента = $A\omega_{C\text{ макс.}}$

Уравнението по-долу се използва за намиране на стойността на ε .

$$H_1 = \frac{H_0}{\sqrt{1 + \varepsilon^2}}, \quad (6.2)$$

където: H_1 – минимално усилване на лентата на пропускане и H_0 – максимално усилване на лентата на пропускане.

Освен Бътърворт има и вариант да се използват филтри на Чебишев.



Фиг. 6.3. Сравнение на честотната характеристика на филтъра на Бътърворт и Чебишев

Като сравнение с Бътърворт, честотната характеристика на Чебишев филтри от първи и втори ред можем да различим следното (фиг. 6.3):

- **Пулсации в пропускателната лента** – за разлика от Бътърворт, Чебишев Type I допуска малки вълнообразни колебания (ripples) в амплитудата преди граничната честота. Това е цената за по-рязко затихване след среза.
- **Първи ред** – плавно затихване, но с характерните пулсации в работната зона.
- **Втори ред** – по-стръмно затихване (-40 dB/декада) и по-изразени пулсации в пропускателната лента.
- **Предимство** – при еднаква гранична честота, Чебишев филтърът „отрязва“ нежеланите честоти по-рязко от Бътърворт, но за сметка на равномерността в работната зона.

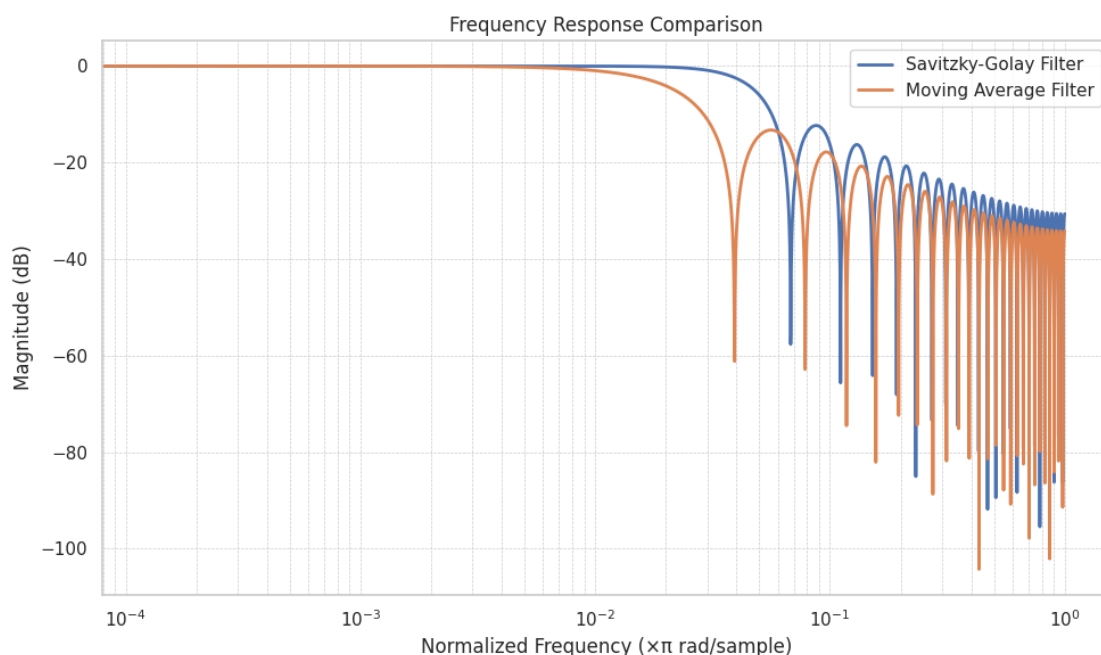
- *Филтър на Савицки-Голай*

Филтърът на Савицки-Голай (S-GF) е цифров филтър, използван за изглаждане на данни, като същевременно запазва важни характеристики на сигнала, като върхове и спадове. Той е разработен от Ейбрахам Савицки и Марсел Голей през 1964 г. и е известен още като полиномиален изглаждащ филтър.

Основната идея на S-GF е да се приложи полиномиално прилягане към подмножества от съседни точки от данни, като се използва методът на линейните най-малки квадрати. Това се постига чрез конволюция, като се използват коефициенти на конволюция, които се прилагат към всички подмножества на данните, за да се получат оценки на изгладения сигнал.

S-GF е особено полезен при обработката на данни, където е важно да се запазят високочестотните компоненти на сигнала, като същевременно се намали шумът. Използва се там, където е необходимо да се изгладят данните без значителна загуба на информация.

Изглаждащите филтри на Савицки-Голай са склонни да филтрират по-малко от високочестотното съдържание на сигнала, отколкото стандартните осредняващи FIR филтри. Те обаче са по-малко успешни в отхвърлянето на шума, когато нивата на шум са особено високи. На фигура 6.4 е показано сравнение на честотната характеристика на S-GF и усредняващ (moving average) филтър (MAF) със същия размер на прозореца.



Фиг. 6.4. Сравнение на честотната характеристика на S-GF и усредняващ (moving average) филтър. Синята крива – Savitzky–Golay филтър (прозорец 51 проби, полином 3-ти ред); Оранжевата крива – осредняващ филтър със същия прозорец.

S-GF запазва по-добре амплитудата на ниските честоти (по-плоска пропускателна лента), по-малко изкривява формата на сигнала в сравнение с осредняващия филтър и наблюдаваме по-слабо затихване във високочестотната област като пропуска малко повече шум от МАФ, който има по-стръмно затихване след граничната честота и по-голямо изкривяване на ниските честоти (по-голямо „провисване“ в пропускателната лента).

Като заключение S-GF е особено полезен, когато искаш да премахнеш шум, но да запазиш формата на пикове и ръбове (напр. в спектроскопия, биосигнали), докато МАФ е по-прост и по-ефективен за силно заглаждане, но изкривява повече ниските честоти.

Като цяло филтрирането се състои в замяна на всяка точка от сигнала с някаква комбинация от стойностите на сигнала, съдържащи се в движещ се прозорец, центриран в точката, при предположението, че близките точки измерват една и съща базова стойност. Например филтрите за пълзяща средна стойност заменят всяка точка от данни с локалната средна стойност на околните точки от данни. Ако дадена точка от данни има k точки наляво и k точки отясно, за обща дължина на прозореца $L = 2k + 1$, филтърът за пълзяща средна прави замяната

$$x_s \rightarrow \hat{x}_s = \frac{1}{L} \sum_{r=-k}^k x_s + r, \quad (6.3)$$

S-GF обобщават тази идея, като най-малките квадрати напасват полином от n -ти ред през стойностите на сигнала в прозореца и вземат изчислената критична точка на напаснатата полиномиална крива като нова изгладена точка от данни. За дадена точка, x_s

$$\begin{bmatrix} x_{s-k} \\ \vdots \\ x_{s-1} \\ x_s \\ x_{s+1} \\ \vdots \\ x_{s+k} \end{bmatrix} =$$

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} b_0 + b_1(t_s - k\Delta t) + b_2(t_s - k\Delta t)^2 + \dots + b_n(t_s - k\Delta t)^n \\ \vdots \\ b_0 + b_1(t_s - 1\Delta t) + b_2(t_s - 1\Delta t)^2 + \dots + b_n(t_s - 1\Delta t)^n \\ b_0 + b_1(t_s - 0\Delta t) + b_2(t_s - 0\Delta t)^2 + \dots + b_n(t_s - 0\Delta t)^n \\ b_0 + b_1(t_s + 1\Delta t) + b_2(t_s + 1\Delta t)^2 + \dots + b_n(t_s + 1\Delta t)^n \\ \vdots \\ b_0 + b_1(t_s + k\Delta t) + b_2(t_s + k\Delta t)^2 + \dots + b_n(t_s + k\Delta t)^n \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} a_0 + a_1(-k) + a_2(-k)^2 + \dots + a_n(-k)^n \\ \vdots \\ a_0 + a_1(-1) + a_2(-1)^2 + \dots + a_n(-1)^n \\ a_0 + a_1(-0) + a_2(-0)^2 + \dots + a_n(-0)^n \\ a_0 + a_1(1) + a_2(1)^2 + \dots + a_n(1)^n \\ \vdots \\ a_0 + a_1(k) + a_2(k)^2 + \dots + a_n(k)^n \end{bmatrix}, \tag{6.4}
\end{aligned}$$

или, по отношение на матриците,

$$x = \begin{bmatrix} 1 & -k & (-k)^2 & \dots & (-k)^n \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & -2 & (-2)^2 & \dots & (-2)^n \\ 1 & -1 & (-1)^2 & \dots & (-1)^n \\ 1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 1 & 1 & 1^2 & \dots & 1^n \\ 1 & 2 & 2^2 & \dots & 2^n \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & k & k^2 & \dots & k^n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_0 \\ \vdots \\ a_n \end{bmatrix} \equiv H_a. \tag{6.5}$$

За да намерим оценките на Савицки-Голей, използваме псевдоинверсията на $\mathbf{H}$, за да изчислим а и след това да умножим предварително по $\mathbf{H}$:

$$\hat{x} = H(H^T H)^{-1} H^T x = Bx. \tag{6.6}$$

За да се избегне лошо обуславяне, "sgolay" използва функцията "qr", за да изчисли икономично разлагане на $\mathbf{H}$ като $\mathbf{H} = \mathbf{Q}\mathbf{R}$, по отношение на което $\mathbf{B} = \mathbf{Q}\mathbf{Q}^T$.

Необходимо е да се изчисли $\mathbf{B}$ само веднъж. Оценките на Савицки-Голай за повечето сигнални точки са резултат от завъртане на сигнала с централния ред на $\mathbf{B}$. Резултатът е стационарната част от филтрирания сигнал. Първите k редове на $\mathbf{B}$ дават първоначалния преходен процес, а последните k редове на $\mathbf{B}$ дават крайния преходен процес.

- Медианен филтър(MF)

Медианният филтър използва сортиране на стойностите в локален прозорец около всеки елемент (например пиксел в изображение). За всеки елемент:

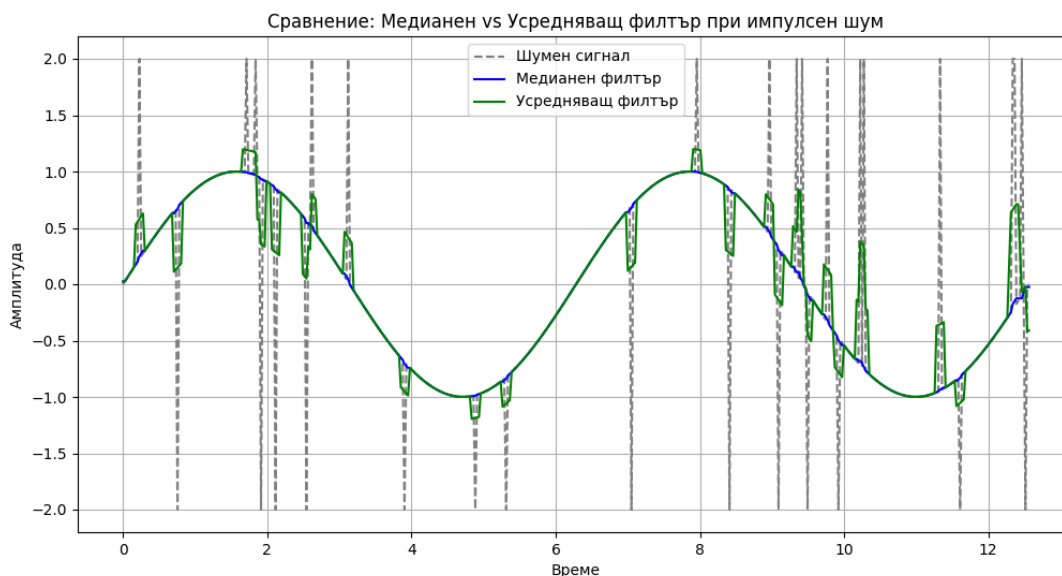
- Събираме стойностите на всички елементи в прозореца (например 3x3 блок, което дава 9 стойности).
- Подреждаме тези стойности в нарастващ ред (това може да се направи с класически сортиращ алгоритъм като бързо сортиране (quick sort), сортиране сливане (merge sort) или използвайки вградени функции).
- Избираме средната стойност на този сортиран масив — медианата.
- Тази медианна стойност замества оригиналната стойност в центъра на прозореца.

Сортирането е ключово, защото медианата е стойността, която разделя набора на две равни половини — в едната половина всички стойности са по-малки или равни на медианата, а в другата — по-големи или равни.

Основната идея на MF е да преминава през сигнала вход по вход, замествайки всеки запис с медианата на записа и съседните му записи. Идеята е като филтър за плъзгаща средна, който замества всеки запис със средната аритметична стойност на записа и неговите съседи. Моделът на съседите се нарича "прозорец", който се плъзга, влизане по влизане, по целия сигнал. За едномерни сигнали най-очевидният прозорец са само първите няколко предходни и следващи записа, докато за двуизмерни (или по-високомерни) данни прозорецът трябва да включва всички записи в рамките на даден радиус или елипсоидна или правоъгълна област (т.е. MF не е разделим филтър).

Обикновено по-голямата част от изчислителните усилия и време се изразходват за изчисляване на медианата на всеки прозорец. Тъй като филтърът трябва да обработва всеки запис в сигнала, за големи сигнали, ефективността на това медианно изчисление е критичен фактор при определяне на това колко бързо може да работи алгоритъмът. Освен това, някои видове сигнали използват представяне на цели числа: в тези случаи медианите на хистограмата могат да бъдат много по-ефективни, тъй като е лесно да се актуализира хистограмата от прозорец на прозорец и намирането на медианата на хистограмата не е особено обременително.

На фигура 6.5 е показана симулация на генериран сигнал с импулсен шум към който прилагаме медианен и осредняващ (mean) филтър за да се визуализират резултатите за директно сравнение между двата вида филтри.



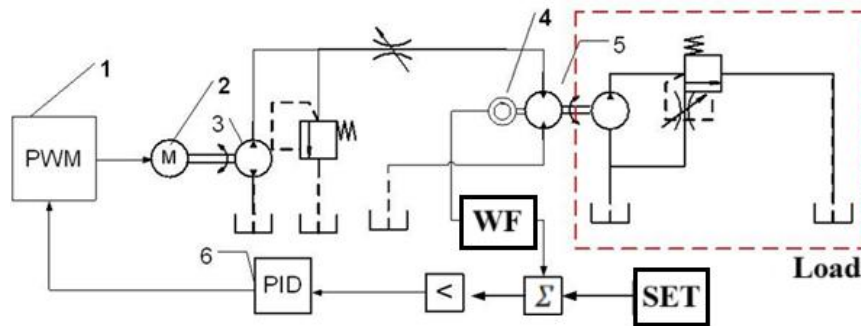
Фиг. 6.5. Сравнение на Медианен и осредняващ филтър при импулсен шум. Сивата линия – шумният сигнал с резки „шипове“ от импулсния шум; Синята линия – медианният филтър премахва шиповете, но запазва ръбовете и формата на синусоидата; Зелената линия – осредняващият филтър също намалява шума, но замъглява ръбовете и „заглажда“ прекалено.

6.3. Разработване на дизайна на филтъра Wiener

Внедряването на филтър на Wiener заедно с PID контролер може ефективно да подобри производителността на системата за обработка на сигнала и управление чрез намаляване на шума и подобряване на оценката на сигнала.

За симулацията е разработена електрохидравлична система с управление на скоростта на хидравличния двигател чрез широчинно-импулсен модулатор (ШИМ), състояща се от: 1 –

ШИМ, 2 – двигател с постоянен ток, 3 – помпа, 4 – генератор, 5 – хидравличен мотор и 6 – ПИД регулатор.



Фиг.6.6 Принципна схема на електрохидравлична система с управление на скоростта на хидравличния двигател чрез широчинно-импулсен модулатор

Разработен е линеен филтър, използван при обработката на сигнали, за да се сведе до минимум средната квадратична грешка между изчислен случаен процес и желания процес. Механизъм за обратна връзка на контролния контур, който изчислява стойност на грешката въз основа на разликата между желаната зададена точка и измерената променлива на процеса.

За да дефинираме системния модел, нека приемем, че имаме желан сигнал $s(t)$, който е замърсен от шум $n(t)$. Тогава наблюдаваният сигнал е: $x(t)$.

$$x(t) = s(t) + n(t) \quad (6.7)$$

Целта на филтъра на Винер е да получи оценка $s(t)$ от $x(t)$. Прогнозната стойност $\hat{s}(t)$ е:

$$\hat{s}(t) = H(f).x(t) \quad (6.8)$$

Тук функцията $H(f)$ е предавателна за филтъра на Винер, която се определя от спектралните свойства на сигнала и шума.

Филтърът на Wiener минимизира следната функция:

$$J = E\{(s(t) - \hat{s}(t))^2\} \quad (6.9)$$

където $E\{. \}$ е операторът на математическото очакване.

Целта е да се проектира филтър $H(f)$, който минимизира средната квадратична грешка. Предавателната функция на филтъра на Винер в честотното пространство се определя от:

$$H(f) = \frac{S_s(f)}{S_s(f) + S_n(f)} \quad (6.10)$$

където: $S_s(f)$ е спектралната плътност на сигнала и $S_n(f)$ е спектралната плътност на шума.

В симулацията филтърът на Винер се реализира от филтър FIR (Finite Impulse Response), който се доближава до желаната предавателна функция $H(f)$. В MATLAB функцията `fir1` генерира FIR филтър, който може да бъде настроен на определена честотна граница (в тази симулация е зададено 0.3).

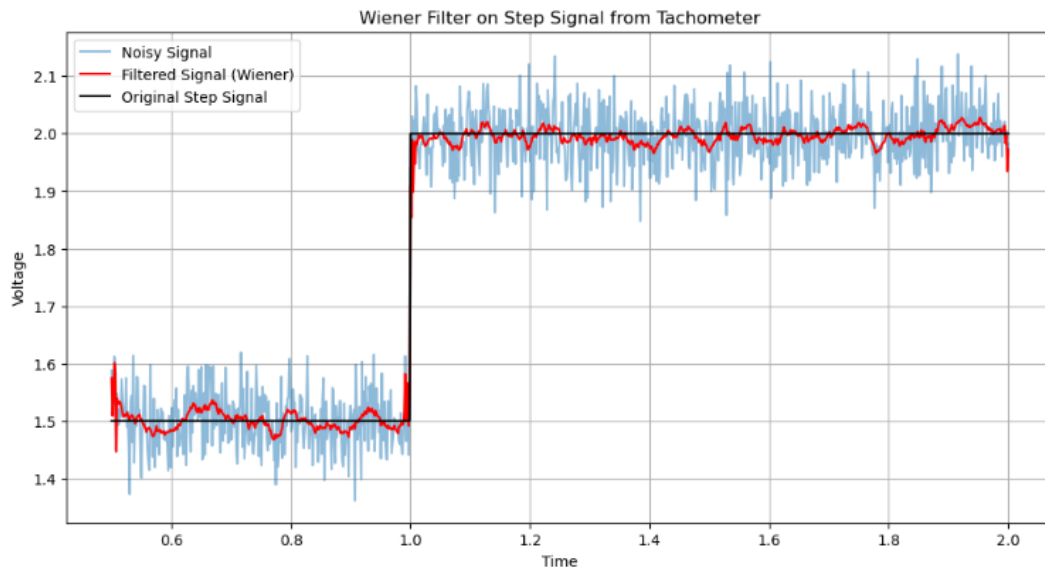
След филтриране изходът на филтъра на Wiener (филтрираният сигнал) се подава към PID регулатора, който управлява системата въз основа на получените стойности. Уравнението на PID регулатора е:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (6.11)$$

където: $e(t)$ е грешката между зададената стойност и действителната стойност, $u(t)$ е изходът на PID регулатора.

За симулиране на протичащите процеси в системата се използва софтуерният продукт Matlab Simulink, Sim hydraulic, Sim Electronic.

На фиг.6.7 е показан сигнала от тахогенератора и преходните процеси на промяната в скоростта на хидравличния двигател при различни проходни участъци на товарната дроселова клапа. Червената крива показва сигнала, филтриран от филтъра на Винер.



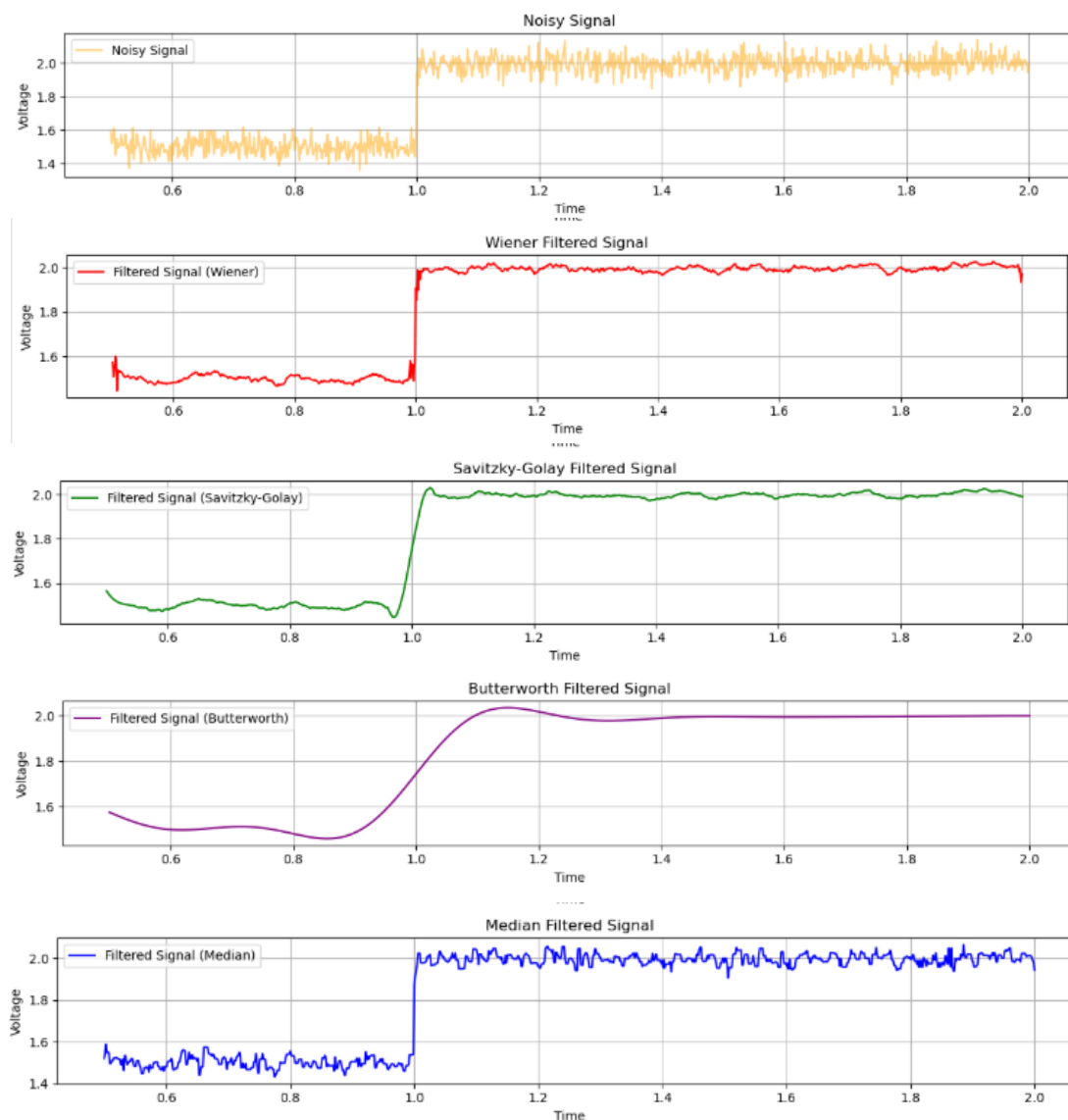
Фиг. 6.7. Сигнал от тахогенератора и преходните процеси на промяната в скоростта на хидравличния мотор при различни проходни участъци на товарната дроселна клапа.

Разработеният симулационен модел дава възможност да се изследват динамичните характеристики на електрохидравлична задвижваща система с въртливо движение на задвижващия механизъм. Преходните процеси, получени при различни натоварвания и входни сигнали, позволяват да се анализира поведението на системата и да се оцени влиянието на различните параметри на настройката на анализираните видове филтри.

При използване на филтър Wiener с подходяща настройка се постига значително намаляване на идентифицираната грешка в системата и се подобрява качеството на преходния процес.

Използването на хидравлични и електрохидравлични системи за задвижване на няколко машини и възли в индустрията поставя различни изисквания към качеството на работа и точността на работа в статичен и динамичен режим.

В резултат на симулациите и анализа на електрохидравличната система за регулиране на скоростта на хидромотор може да се заключи, че грешката е по-голяма между зададената стойност и действителната стойност на сигнала от сензора за скорост в нискочестотните филтри в сравнение с филтъра на Винер при същите условия. Както може да се види на фиг.6.8 с намаляването на натоварването в системата в първата минута на симулацията, реакцията на скоростта от тахогенератора се променя стъпково.



Фиг.6.8. Сравнително представяне на резултатите от симулираните филтри

Оценката на избрания филтър в симулационна среда може да оцени неговата производителност при различни условия. Оценката на филтъра на действителната система и фината настройка на параметрите въз основа на наблюдаваната производителност намалява времето, необходимо за внедряване на системата, тъй като потенциалните проблеми могат да бъдат идентифицирани и разрешени.

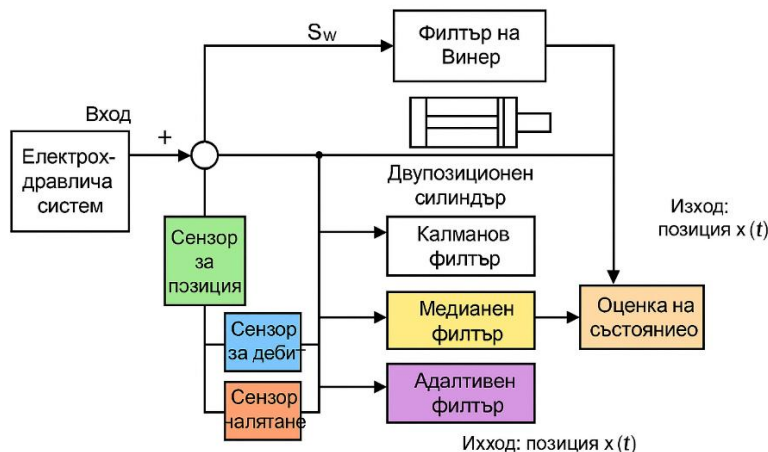
Симулацията и анализът на няколко вида филтри за обработка на сигнали с сензорен шум в електрохидравлични системи осигуряват значителни предимства, включително оптимизация на системата, повишена надеждност, подобро качество на сигнала, гъвкавост и лекота на изпълнение. Тези предимства водят до по-ефективни и надеждни системи, които могат да отговорят на специфичните изисквания на различни приложения.

Основното предимство на филтъра Wiener пред нискочестотните филтри е способността му да оптимизира съотношението сигнал/шум (SNR). Докато нискочестотните филтри намаляват високочестотните компоненти на сигнала, те също могат да намалят полезната информация и да внесат изкривяване. Филтърът на Винер, от друга страна, използва статистическите свойства на сигнала и шума, за да сведе до минимум средната квадратична грешка между филтрирания и оригиналния сигнал.

По този начин филтърът на Wiener може по-добре да възстанови оригиналния сигнал и да запази полезната информация, като същевременно намали шума. Това го прави по-ефективен в ситуации, в които запазването на качеството на сигнала е важно.

6.4.Разработване на електрохидравлична система с двупозиционен цилиндър и с интегрирани филтри

В хидравлична система за управление на индустриален робот. Сензор за позиция на бутало подава сигнал с шум от вибрации и електромагнитни смущения. Филтърът на Винер прогнозира реалната позиция, като намалява влиянието на шума. Управляващият контролер използва филтрирания сигнал за плавно и точно позициониране. При промяна на натоварването, адаптивен филтър може да се включи за допълнителна оптимизация.



Фиг. 6.1. Принципна схема на електрохидравлична система с двупозиционен цилиндър и интегрирани филтри

Така вече имаме не само позиционна обратна връзка, но и допълнителни измервателни канали, които могат да се използват за по-точна идентификация на състоянието и за адаптивно управление. Тази архитектура позволява максимално потискане на шума от сензорите. Поголавно и прецизно управление на хидравличните изпълнителни механизми. Адаптация към променливи условия – например различни товари или температури.

Сензора за позиция измерва текущото положение на буталото или вала в хидравличния цилиндър. Сигналът често съдържа шум от вибрации, електромагнитни смущения или механични трептения. Сигналът минава през няколко различни филтъра, които работят паралелно или последователно:

- Калманов филтър: Оценява реалното състояние на системата, като комбинира измерванията с математически модел.
- НЧ/ВЧ/Лентов филтър: Премахва честотни компоненти, които не са от интерес (например високочестотен шум).
- Медианен филтър: Премахва импулсни смущения без да изкривява рязко формата на сигнала.

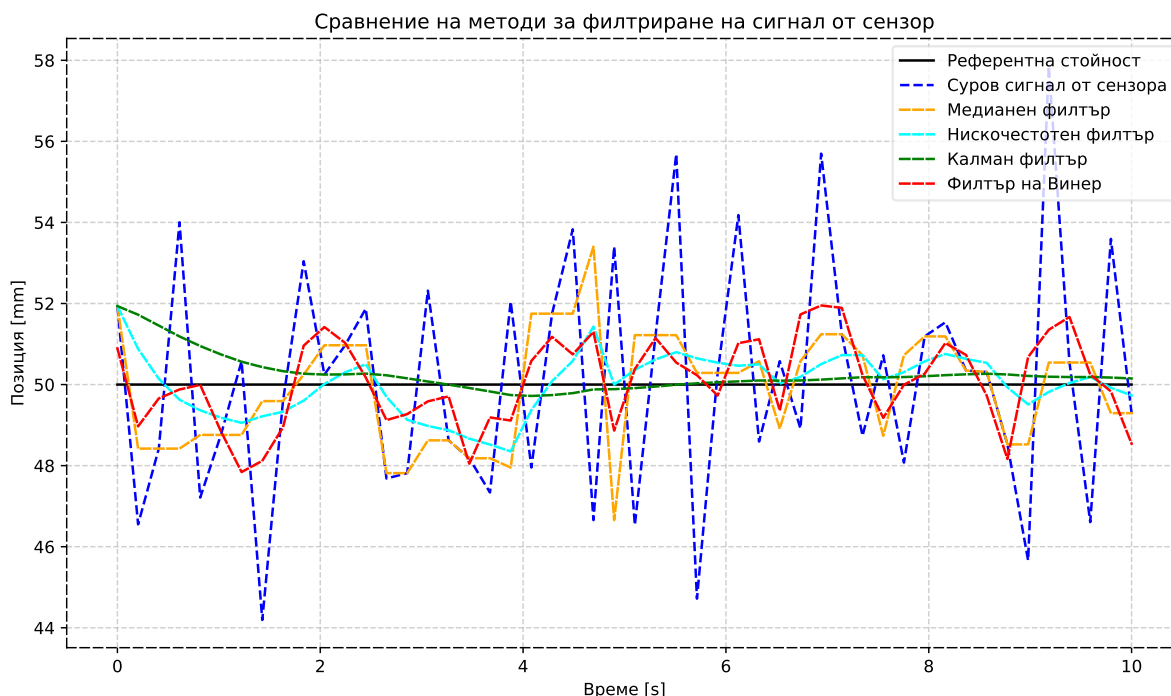
Филтър на Винер оптимално комбинира информацията от предварителните филтри, като минимизира средноквадратичната грешка между реалния и оценения сигнал. Като резултат получаваме максимално чист и достоверен сигнал за позицията.

Управляващият контролер използва филтрирания сигнал, за да изчисли командата към изпълнителния механизъм като PID регулатор или по-сложен адаптивен алгоритъм.

Адаптивен филтър (в обратната връзка) следи за промени в условията (натоварване, температура, износване) и коригира параметрите на управлението в реално време. Следствие на което системата остава стабилна и точна дори при динамични условия.

Електрохидравличен усилвател превръща електрическия управляващ сигнал в хидравлично налягане/дебит за задвижване на клапана.

Пропорционалният клапан регулира потока на течността към цилиндъра, който променя позицията си според командата. Като обратна връзка, новата позиция се измерва от сензора и цикълът се повтаря.



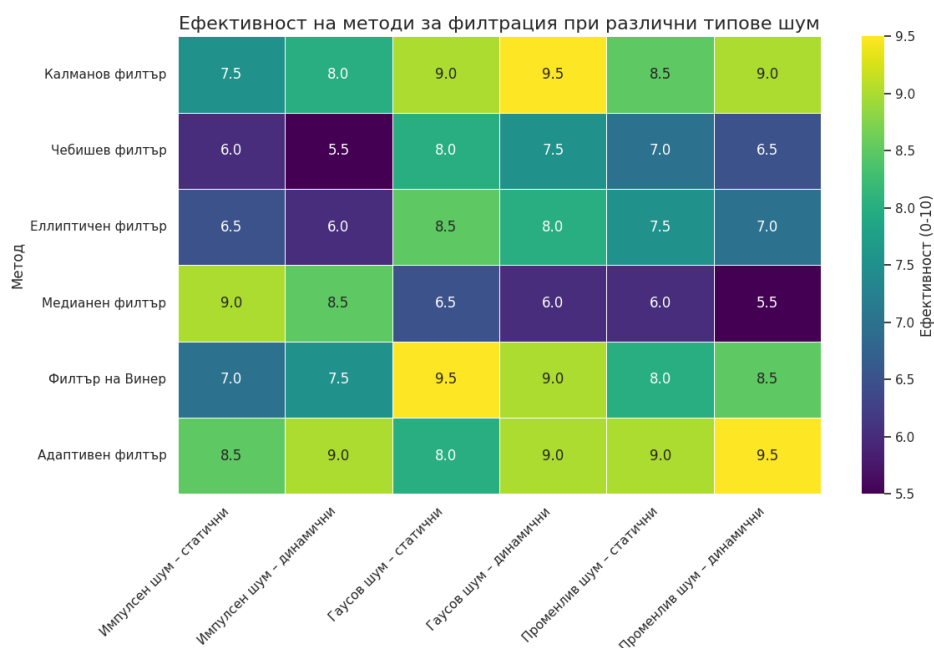
Фигура 6.2. Сравнение на суровия сигнал от сензора и резултатите от различни методи за филтриране спрямо референтната стойност. Черна плътна линия – референтна позиция; син пунктир – суров сигнал с шум; оранжева линия – медианен филтър; светлосиня линия – нискочестотен филтър; зелена линия – Калман филтър; червена линия – филтър на Винер.

Ключовата идея е, че филтърът на Винер е „централният мозък“ за пречистване на сигнала, а останалите филтри и адаптивни алгоритми го допълват, за да се постигне максимална точност и стабилност.

Като ефект върху управлението можем да очакваме:

- Без филтри: Контролерът реагира на шум, клапанът „потрепва“ и цилиндърът вибрира.
- С филтри: Контролерът получава стабилен сигнал, плавно движение, по-малко износване, по-висока точност.

Приложението на филтъра на Винер, в комбинация с други съвременни методи за филтрация като Калмановия, медианния и адаптивния филтър, доказва своята ефективност за повишаване на точността на измерванията и надеждността на електрохидравличните системи. Чрез оптимално потискане на шума и минимизиране на изкривяванията, тези алгоритми осигуряват по-стабилна обратна връзка, по-точна оценка на състоянието и по-добра динамична реакция на системата.



Фиг. 6.3. Инфографика на ефективността на методите за филтрация при различни типове шум и условия.

От графиката на фигура 6.3 се вижда, че ефективността на всеки метод зависи от конкретния тип шум и условията.

- Адаптивният филтър показва най-висока ефективност при *Импулсен шум – динамични условия*, *Гаусов шум – статични условия* и *Променилив шум – динамични условия*.
- Медианният филтър е силен при *Импулсен шум – статични условия*.
- Калмановият филтър се представя отлично при *Гаусов шум – динамични условия*.

Интегрирането на подходящ филтър или комбинация от филтри следва да се извършва в зависимост от характера на шума, динамиката на процеса и изискванията за бързодействие. Така се постига баланс между степента на шумопотискане и запазването на полезната информация в измерванията.

Внедряването на тези методи в реални електрохидравлични приложения не само подобрява качеството на управлението, но и удължава експлоатационния живот на системите, като намалява риска от грешки, предизвикани от шум и смущения. Това утвърждава филтъра на Винер и съпътстващите го техники като ключови инструменти в модерното управление и диагностика на електрохидравлични системи.

Таблица 6.1 Избор на филтър в зависимост от характера на шума

Условие	Подходящ филтър	Предимства
Известен спектър на шума	Филтър на Винер	Оптимално потискане на шума при запазване на полезния сигнал
Бял шум	Калманов филтър	Оценка на състоянието в реално време, добра при динамични системи
Шум със спайкове	Медианен филтър	Ефективен при импулсни смущения, запазва ръбове в сигнала
Променящи се характеристики на шума	Адаптивен филтър	Автоматично се настройва към условията

Внедряването на подходящи методи за филтрация – от класическия филтър на Винер до Калмановия, медианния и адаптивния подход – е ключово за повишаване на точността на измерванията и намаляване на шума в електрохидравличните системи. Изборът на конкретен филтър (таблица 6.1) следва да се базира на характера на шума и динамиката на процеса, като се търси оптималният баланс между степента на шумопотискане, запазването на полезния сигнал и изискванията за бързодействие. Така се осигурява по-стабилна работа, по-надеждно управление и удължен експлоатационен живот на системите, което утвърждава тези методи като незаменим инструмент в съвременното инженерно проектиране и поддръжка.

ГЛАВА 7

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ОЦЕНКА И ОПТИМИЗАЦИЯ

7.1. Определяне на параметрите за оптимизация и реални тестове

За целите на експерименталната оценка бяха дефинирани ключови параметри, влияещи върху динамиката и стабилността на електрохидравличната система (ЕХС). Основните критерии за оптимизация включват:

- **Време на нарастване (rise time)** – време за достигане на 90% от установената стойност след стъпков вход.
- **Превишение (overshoot)** – максимално отклонение над установената стойност, в проценти.
- **Време за установяване (settling time)** – време за стабилизиране в рамките на допустимата грешка.
- **Статична грешка** – разлика между зададената и реалната стойност в установен режим.
- **Енергийна ефективност** – съотношение между полезната изходна мощност и консумираната енергия.

Реалните тестове бяха проведени върху лабораторен стенд, оборудван с:

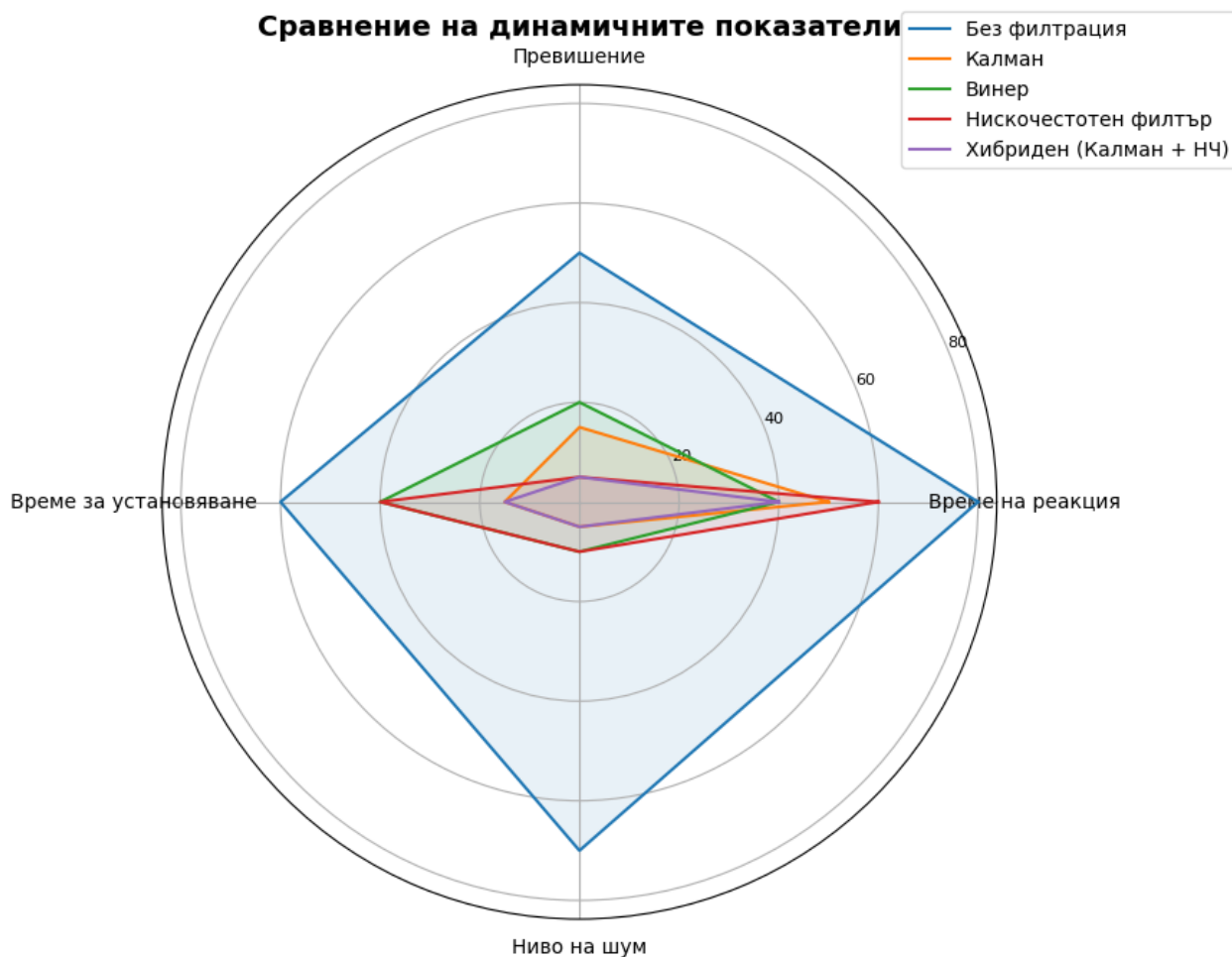
- Електрохидравличен сервоклапан с цифрово управление
- Датчици за налягане и дебит с висока честота на дискретизация
- Контролер с възможност за имплементация на различни филтри (Калман, Винер, ниско- и високочестотни)
- Софтуер за запис и анализ на данни в реално време

7.1.1. Динамично поведение на електрохидравличната система

Експериментите бяха насочени към оценка на реакцията на системата при внезапни промени в натоварването. За целта бяха приложени стъпкови и синусоидални въздействия с различна амплитуда и честота.

Наблюдавани ефекти:

- При **без филтрация** системата демонстрира значителни колебания и повишено превишение при резки промени в натоварването.
- **Филтър на Калман** – най-добър компромис между бързодействие и стабилност, с намален шум и по-кратко време за установяване.
- **Филтър на Винер** – висока ефективност при известен спектър на шума, но с леко забавяне на реакцията.
- **Нискочестотен филтър** – ефективен при елиминиране на високочестотни смущения, но с риск от загуба на бързодействие.
- **Високочестотен филтър** – приложим при специфични режими, но с ограничена полза за общата стабилност.



Фиг. 7.1. Сравнение на динамичните показатели.

Адаптивната настройка на филтрите спрямо текущите условия на натоварване води до значително подобрене на динамичните характеристики на ЕХС. Най-добри резултати се постигат при хибриден подход, комбиниращ предимствата на Калмановия филтър и нискочестотната филтрация.

7.1.2. Избор на входни въздействия и изследване на реакцията на системата

За обективна оценка на динамичното поведение е необходимо да се подберат входни сигнали, които отразяват реални и теоретични сценарии.

Видове входни въздействия и практически проявления:

- **Стъпков сигнал** – внезапна промяна на управляващата величина или натоварването.
 - *Пример в машиностроенето:* при струг, когато инструментът внезапно влиза в контакт с детайла.
 - *Пример в строителната техника:* при хидравличен чук или багер, когато работният орган се сблъска с твърда повърхност.
- **Синусоидален сигнал** – за изследване на честотната характеристика и способността за следене на плавни промени.
- **Импулсен сигнал** – краткотрайно, но интензивно въздействие за оценка на преходните процеси.
- **Случаен (стохастичен) сигнал** – моделира непредсказуеми промени в натоварването.

7.1.3. Анализ на резултатите от тестовете

Данните от експериментите бяха обработени с цел оценка на: време на реакция, време за установяване, превишение, амплитудно-честотна характеристика и ниво на шум.

Наблюдения:

- Без филтрация – значително превишение и по-дълго време за установяване.
- Калман – намаляване на шума и съкращаване на времето за установяване с 20–30%.
- Винер – отлични резултати при известен спектър на смущенията, но леко забавяне на отклика.
- Нискочестотен филтър – потиска високочестотните смущения, но забавя реакцията при бързи промени.
- Хибридни конфигурации – най-добър баланс между бързодействие и стабилност.

7.1.4. Графично представяне и интерпретация на резултатите

Стъпков отклик:

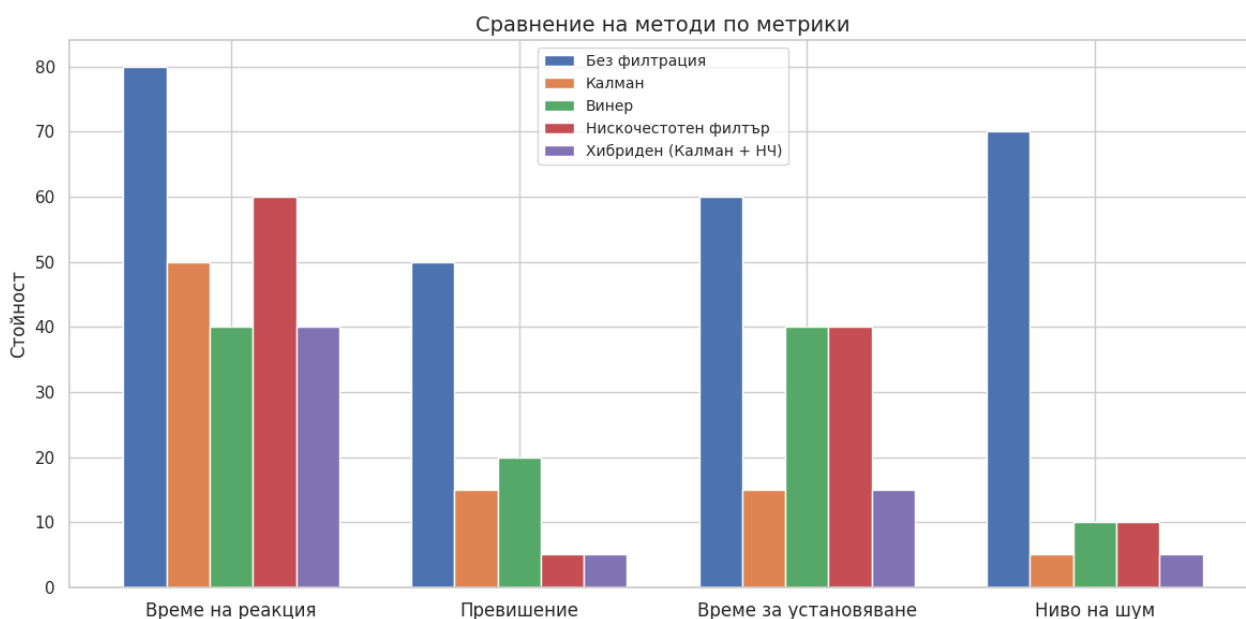
- Без филтрация – рязко нарастване, голямо превишение, затихващи колебания.
- Калман – по-гладка крива, по-малко превишение, по-бързо установяване.
- Нискочестотен – потиснати колебания, но по-бавен начален отклик.

Синусоидален вход:

- Без филтрация – нарастващо фазово закъснение при високи честоти.
- С филтрация – стабилна амплитуда и минимално закъснение в по-широк честотен диапазон.

Случаен вход:

- Без филтрация – шумен сигнал, трудно различими тенденции.
- С филтрация – ясно очертана основна форма, редуцирани смущения.



Фиг. 7.2. Графично представяне и интерпретация на резултатите

7.1.5. Динамично поведение на електрохидравличната система при различни конструктивни подходи

В сравнение с по-усъвършенстваните конфигурации, сценариите без честотно управление и без ПИД регулатор показват отчетливо влошаване на динамичните показатели. Липсата на честотно управление води до по-бавно адаптиране към промените в натоварването и по-високо енергопотребление, което в графиките се проявява като по-големи пикове и по-дълги времена за установяване. От своя страна, отсъствието на ПИД регулатор увеличава амплитудата и продължителността на колебанията, затруднявайки стабилизирането на налягането и дебита. Тези резултати потвърждават изводите от предходните визуализации, че интегрирането на адаптивно честотно управление и обратна връзка чрез ПИД регулатор е ключово за постигане на бърза, стабилна и енергийно ефективна работа на електрохидравличната система.

С честотно управление, но без ПИД регулатор

- **Конфигурация:** Двигател с променлива скорост, управляван чрез честотен преобразувател, но без затворен контур за налягане/дебит.
- **Очаквано поведение:**
 - По-добра енергийна ефективност спрямо фиксираната скорост, тъй като оборотите се адаптират към натоварването.
 - Въпреки това, липсата на ПИД регулатор води до по-големи колебания и по-бавно стабилизиране при резки промени.
 - Подходящо решение при приложения, където прецизността не е критична, но е важна икономията на енергия.

Без честотно управление, но с ПИД регулатор

- **Конфигурация:** Фиксирана скорост на двигателя, но с ПИД контрол на налягането или дебита.
- **Очаквано поведение:**
 - По-добра стабилност и по-малко колебания благодарение на обратната връзка.
 - Липсата на честотно управление обаче означава по-високо енергопотребление и по-малка адаптивност към променливи режими.
 - Подходящо за системи, където стабилността е по-важна от енергийната ефективност.

Пълна конфигурация – честотно управление + ПИД регулатор

- **Конфигурация:** Двигател с променлива скорост и затворен контур с ПИД регулатор.
- **Очаквано поведение:**
 - Най-добър баланс между енергийна ефективност, бърза реакция и стабилност.
 - Минимални колебания и кратко време за установяване след смущения.
 - Оптимално решение за приложения с високи изисквания за прецизност и икономичност.

Система с адаптивен или самообучаващ се регулатор

- **Конфигурация:** Разширена версия на ПИД регулатора, която автоматично настройва параметрите си според текущите условия.
 - **Очаквано поведение:**
 - Поддържа оптимална работа дори при значителни промени в характеристиките на товара или околната среда.
 - По-висока сложност и цена, но и по-добра устойчивост на непредвидими смущения.
- Така, когато се сравнят всички тези варианти в симулациите и графиките, ще се види ясна зависимост:
- **Колкото повече елементи за адаптивно управление се добавят, толкова по-добри са динамичните показатели** – по-малко превишение, по-кратко време за установяване, по-ниски енергийни загуби.
 - **Компромисите** обикновено са между цена, сложност и ефективност.

Финално обобщение което съпоставя всички варианти по ключови показатели (енергийна ефективност, стабилност, време на реакция, сложност) можем да видим в Таблица 7.1.

Тя ще помогне да се види на едно място компромисите и предимствата на всеки конструктивен и управляващ подход:

Таблица 7.1. Обобщителна таблица

Вариант	Енергийна ефективност	Стабилност на налягане/дебит	Време на реакция	Сложността на системата	Очаквани недостатъци
Без честотно управление	Ниска	Средна	Бавно	Ниска	Високо енергопотребление, забавена адаптация
Без ПИД регулатор	Средна	Ниска	Средно	Ниска	Големи колебания, бавно установяване
Честотно управление, без ПИД	Висока	Средна	Средно	Средна	Колебания при резки промени, по-малка прецизност
Без честотно, с ПИД	Ниска	Висока	Средно	Средна	Високо енергопотребление, ограничена адаптивност
Честотно + ПИД	Висока	Висока	Бързо	Средна	По-висока цена и сложност
Адаптивен/самообучаващ се регулатор	Висока	Много висока	Бързо	Висока	Висока цена, сложност, нужда от експертна поддръжка

7.2. Заключение синтез и препоръки

Експерименталните изследвания потвърдиха, че адаптивните методи за управление с оптимално подбрани филтри значително подобряват динамиката на ЕХС.

Препоръки:

1. Адаптивна настройка на филтрите в реално време.
2. Интеграция с предиктивно управление.
3. Разширяване на тестовете при по-екстремни условия.

Адаптивните методи, подкрепени от интелигентна филтрация, повишават стабилността, точността и енергийната ефективност на ЕХС, което ги прави приложими в широк спектър от инженерни приложения.

Таблица 7.2 – Сравнение на динамичните показатели при различни методи на филтрация

Вид филтрация	Време на реакция	Превишение (%)	Време за установяване	Ниво на шум	Обща оценка на стабилност
Без филтрация	Много бързо	Високо (20–30)	Дълго	Високо	Ниска
Калман	Бързо	Ниско (5–10)	Кратко	Много ниско	Висока
Винер	Средно	Ниско (5–8)	Средно	Ниско	Висока (при известен спектър на шума)
Нискочестотен филтър	По-бавно	Много ниско	Средно	Много ниско	Средна (при бързи промени – по-ниска)
Хибриден (Калман + НЧ)	Бързо	Много ниско	Кратко	Много ниско	Много висока

От представените данни се вижда ясно, че при липса на филтрация системата реагира бързо, но с високо превишение и значителен шум, което води до ниска стабилност. Прилагането на Калманов филтър значително подобрява стабилността, като същевременно запазва бързата реакция и минимизира шума. Филтърът на Винер също показва висока ефективност, особено когато спектърът на шума е предварително известен, но времето за установяване е малко по-дълго. Нискочестотният филтър осигурява много ниско ниво на шум и превишение, но за сметка на по-бавна реакция при бързи промени. Хибридният подход (Калман + НЧ) комбинира предимствата на двата метода, постигайки отличен баланс между бързодействие, нисък шум и висока стабилност.

Заклучение

Монографията представя систематичен анализ и разработка на адаптивни методи за управление на динамиката на електрохидравлични системи. В хода на изследването са обхванати както теоретичните постановки, така и практическите аспекти на приложението им в индустриална среда.

В теоретичен план са формулирани математически модели, описващи нелинейната динамика на електрохидравличните системи, и са разработени алгоритми за оценка на параметрите и състоянията, базирани на рекурсивни методи, филтри на Калман и Винер, както и на модификации на метода на най-малките квадрати. Постановките са реализирани и изследвани в средата на MATLAB/Simulink, което позволява оценка на тяхната устойчивост, точност и изчислителна ефективност при различни експлоатационни режими.

Съществен принос е постигнат в усъвършенстването на структурата на филтъра на Калман. Включени са алгебрично изчисляване на ускорението на хидравличния двигател, което елиминира необходимостта от числено диференциране; адаптивна актуализация на ковариационната матрица на модела на базата на производни; хибриден алгоритъм за определяне на дисперсиите на измервателните канали чрез експоненциално изглаждане и локална регресия; както и автоматична идентификация на коефициенти, отразяващи вътрешните хидродинамични процеси. Методологичният принос се изразява в интеграция на класически постановки (регресия, изглаждане, производни) в последователна структура, която осигурява проследимост, повтораемост и статистическа достоверност на оценките при запазена изчислителна ефективност.

Експерименталните резултати, получени при лабораторни тестове, потвърждават ефективността на разработените методи. Наблюдава се намаляване на систематичната съставляваща на грешката, редуциране на разсейването и повишена повтораемост на оценките

в динамични режими. Симулационните и реалните експерименти показват висока съгласуваност и доказват приложимостта на предложените решения.

Практическата значимост на труда се проявява в потенциала за внедряване на предложените алгоритми в различни индустриални приложения – от металообработващи машини и измервателни системи до транспортна и мобилна техника. Адаптивният подход осигурява повишена енергийна ефективност, надеждност и устойчивост при динамично променящи се режими, като същевременно създава основа за интеграция в интелигентни производствени системи и концепциите на Индустрия 4.0.

В перспектива развитието на методите е свързано с разширяване на алгоритмичната рамка чрез използване на невронни мрежи и машинно обучение за идентификация на параметрите и адаптивна настройка на ковариационните матрици, което ще позволи още по-висока степен на автономност и интелигентност в управлението на електрохидравлични системи.

„С усъвършенстването на адаптивните методи за управление, електрохидравличните системи не просто ще отговарят на изискванията на бъдещето – те ще го оформят.“

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ангелов И., Митов А., Кралев Й., 2015. Идентификация на хидравлична задвижваща система с електро хидравлично кормилно устройство и изпълнителен сервоцилиндър. Сп. Топлотехника, Година 6, Книга 2, 2015, стр. 3-6. ISSN 1314-2550.
- [2] Георгиев Б., Христов Хр., 2012. Моделиране на динамични процеси в електрохидравлична задвижваща система с хидромотор. ТУ-Габрово, Унитех 2012, книга 2, стр.302-307.
- [3] Диньо С. Минчев. 1987 Автоматично Управление на Електрозадвижванията. Част-I. ДИ „Техника“
- [4] Кулагин А. В., Демидов Ю. С., Прокофьев В. Н., Кондаков Л. А. 1968. Основы Теории и Конструирования Объемных Гидропередат Машинного Регулирования. Москва.
- [5] Миглена Христова. 2012. Анализ на влиянието на честотните преобразуватели върху работата на асинхронните двигатели. Научни Трудове на Русенския Университет- 2012, том 51, серия 3.1
- [6] Никола Т. Христов. 1971. Устройства и Системи за Автоматично Регулиране. София,
- [7] Орманджиев К., 2018. Изследване на електрохидравлична следяща система с размито управление, Механика на машините, година XXVI, книга 2, 2018, стр. 89-93, ISSN 0861-9727.
- [8] Ormandzhiev K., S. Yordanov, 2019. "Neuro-Fuzzy Control Synthesis for Electro-Hydraulic Follow-up System," 2019 16th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA), Varna, Bulgaria, 2019, pp. 1-6., ISBN: 978-1-7281-1413-2, ISBN: 978-1-7281-1412-5.
- [9] Попов Г., 2004. Определяне на основните конструктивни размери на пластинкови помпи, предназначени за работа с вода., Научни трудове РУ“Англе Кънчев“, том.41, серия.1.2, 2004, стр.118-122. ISBN 1310-9405.
- [10] Попов Г., Бацов Т., Русев П., 2004, Сравнителен анализ на енергитичните характеристики на ролкови помпи., Научни трудове РУ“Англе Кънчев“, том.41, серия.1.2, 2004, стр.133-138. ISBN 1310-9405.
- [11] Попов Г., Русев П., Климентов К., Ковачев Н., 2004, Експериментално изследване на антикавитационните качества на малкодебитни центробежни помпи. Научни трудове РУ“Англе Кънчев“, том.41, серия.1.2, 2004, стр.145-149. ISBN 1310-9405.
- [12] Попов Г., Николов К., Тужаров К., 2008, Сравнителни изследвания на антифрикционни материали за пластинкови вакуум помпи. Научни трудове РУ“Англе Кънчев“, том.47, серия.1.2, 2008, стр.41-47. ISBN 1310-9405.
- [13] Иванов П., Орманджиев К., Христов., 2004. Определяне на кинематичните параметри на течението при движение на несвиваем флуид в тръба с променливо сечение., Научни трудове РУ“Англе Кънчев“, том.41, серия.1.2, 2004, стр.123-127. ISBN 1310-9405.

- [14] Yordanov S., Ormandzhiev K., Mihalev G., 2019. Robust Control of Cross-flow Water Turbine, International Conference, 'Automatics and Informatics', 2019, October 3-5, 2019, Sofia, Bulgaria,, 49-52, ISSN1313-1850.
- [15] П.Иванов, Х. Христов, К.Орманджиев. 2004. Динамика на Автоматизирани Хидро и Пневмо Системи. ТУ – Габрово,
- [16] Радослав Радев. 1999. Теория на управлението – Част 1- Класически методи. Габрово.
- [17] Adrian Ciocanea. 2013. The Dynamic Stability of a Load Sensing Device. Hidraulica (No. 3/2013), pp.88-96.
- [18] Alleyne A., and Liu R..2000. Systematic Control of a Class of Nonlinear Systems with Application to Electrohydraulic Cylinder Pressure Control. IEEE Transaction on Control Systems Technologies, Vol. 8, n° 4, pp. 623-634, July 2000.
- [19] Almaslamani, A.F.S., Costache, A., and Baran, N. 2018. Influence of the Rotating Piston Shape on the Flow Rate of a New Type of Rotating Working Machine. Hidraulica (No. 4/2018), pp. 48-54.
- [20] Avram, M., Constantin, V., Duminica, D., and Bucsan, C. 2016. Pressure Setting and Control System with PWM Directional Control Valve. Hidraulica (No. 4/2016), pp. 48-54.
- [21] Backe, W., 1991. “Electrohydraulic loadsensing”, Proceedings of the International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition, Sep 9-12, Milwaukee, USA, pp.87-93
- [22] Backe, W., 1993. “Recent Research Projects in Hydraulics”, Proceedings of the Second JHPS International Symposium on Fluid Power, September 6-9, Tokyo, Japan, pp.3-27
- [23] Bai Y. and Quan L. 2011. Principle and Method to Improve the Dynamic Stiffness of the Electro-Hydraulic Servo System. Proc. of the 8th JFPS International Symposium on fluid Power, Okinawa, Japan, pp. 163-170, October 2011.
- [24] Baker, J., and Ivantysynova, M. 2009. Advanced Surface Design for Reducing Power Losses in AxialPiston Machines. Proc. 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Jun2009, pp.1-15
- [25] Beachley, N. H., Fronczak, F.J., Lucier, P.E., Lumkes, J. and Sosnowski, T. 1998. “Pump/Motor Displacement Control Using High-Speed On/Off Valve”, SAE International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition.
- [26] Bernd Winkler, Andreas Ploekinger and Rodolf Scheidl., 2010. A Novel Piloted Fast Switching Multi Poppet Valve. International Journal of Fluid Power 11(2010)., no.3, pp.7-14
- [27] Berbuer, J. and Schulze Schenking, D. 2012. Radial Piston Engine with Cone Valve Plates. Proc. 8th International Fluid Power Conference, Dresden University, Germany, pp.42-50
- [28] Bingzhao Gao, Kazushi Sanada, Kenichi Furihata. 2008. A Study on Modeling Hydraulic-Power-Steering for Heavy Duty Vehicles. JFPS International Journal of Fluid Power System 1-1, 8/17.
- [29] Boström, P., Linjama, M., Morel, L., Siivonen, L., Walden, M. 2007. Design and Validation of Digital Controllers for Hydraulics Systems. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP’07, Tampere, Finland 21 – 23.3.

- [30] Branson, D.T., Lumkes, J., Wattananithiporn, K. and Fronczack, F.J. 2008. Simulated and Experimental Results for a Hydraulic Actuator Controlled by Two High-Speed On/Off Solenoid Valve. *International Journal of Fluid Power*. Vol.9(2), pp.47-56.
- [31] Chanyut KHAJORNTRAIDET, Kazuhisa ITO. 2017. Water Hydraulic Servo Motor Velocity Control Using PID Funnell Control with Future Distance Estimation. *JFPS International Journal of Fluid Power System* 10-1, 1/8.
- [32] Chen Y., Huang, Z. and Liu, S. 2004. Automobile Active Suspension System with Fuzzy Control. *Cent. South Univ. Technol.* Vol. 11 no.2, pp. 206-209
- [33] Chiang, M.H., Yang, F.L., Chen, Y.N. and Yeh, Y.P. 2005. Integrated Control of Clamping Force and Energy-Saving in Hydraulic Injection Moulding Machines Using Decoupling Fuzzy Sliding-Mode Control. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2005, 27 (1-2), pp.53-62.
- [34] Christoph Boes, Walter Lenz, and Jurgen Muller. 2003. Digital servo valves with fieldbus interface in closed loop applications. In *8th Scandinavian International Conference on Fluid Power 2003*, pages 845–856, Tampere.
- [35] Cristescu, C., Dumitrescu, C., Radoi, R., Popescu, A.I. 2017. Experimental Determination of Pressure Losses when Working Fluid Passes through Hydrostatic Directional Control Valves. *Hidraulica* (No. 1/2017), pp. 39-48.
- [36] C. Cristescu, L. M. Micu, I. C. Dumitrescu, P. Krevey. 2015. Using Load Sensing control systems to increase energy efficiency of hydrostatic transmissions. *Hidraulica* No. 4, pp. 71-77, ISSN 1453 – 7303.
- [37] D. Lovrec, M. Kastrevc, S. Ulaga. 2009. Electro-Hydraulic Load Sensing with a Speed-Controlled Hydraulic Supply System on Forming-Machines. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 2009, 41, pp.1066–1075.
- [38] Del Vescovia, Giuseppe, and Antonio Lippolis. 2003. Three-Dimensional Analysis of Flow Forces on Directional Control Valves. *International Journal of Fluid Power* 4, no. 2 (2003): 15-24.
- [39] Dobchuk, J. W., Burton, R.T., Nikiforuk, P. N., and Ukrainetz, P. R. 1999. Mathematical Modeling of a Variable Displacement Axial Piston Pump. *Fluid Power Systems and Technology*. ASME. Vol. 6, p1-8.
- [40] Drumea, P., Dumitrescu, C., Hristea, A., and Popescu A.M. 2016. Emergency Use in Hydraulic Drive Systems Equipped with Fixed Displacement Pumps. *Hidraulica* (No. 2/2016), pp. 48-57.
- [41] Ehsan, Md., Rampen, W. and Salter, S. 1996. Computer Simulation of the Performance of Digital-Displacement Pump-Motors. *Proc. of ASME International Mech. Eng. Congress and Exp., FPST Vol.3, Atlanta USA*, pp.68-75
- [42] Ehsan, M., Rampen, W. and Salter, S. 2000. Modeling of Digital-Displacement Pump-Motors and Their Application as Hydraulic Drives for Nonuniform Loads. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*. Vol. 122, pp.223
- [43] Frans Wijnheijmer, et al. 2006. Modelling and LPV control of an electro-hydraulic servo system. *IEEE International Symposium on Intelligent Control*, pp.162-169

- [44] G. Zeiger and A. Akers, 1985. Torque on the Swashplate of an Axial Piston Pump. Transactions of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol 107, 1985, pp. 220.
- [45] Grossschmidt G., Harf M. 2018. Modelling and simulation of hydraulic load-sensing systems using object-oriented programming environment .Tallinn University of Technology, Institute of Cybernetics Akadeemia tee 21, 12618 Tallinn, Estonia
- [46] G. P. Kavanagh, 1987. Modeling of an Axial Piston Pump, University of Saskatchewan Master's Thesis.
- [47] Guo Hongbo, Li Hongren. 2015. Robust QFT-based position control of electrohydraulic servo system, Harbin Institute of Technology, Box 459, Post Code: 150001, Harbin, P. R. China.
- [48] Greg long and Lumkes Jr.un 2010. Comparative study of position control with 2-way and 3-way on/off electrohydraulic valves. International Journal of fluid power 11(2010) No.1, pp.5-11
- [49] Gruber, E.R., Cunefare, K.A., Danzl, P.W., Marek, K.E., and Beyer, M.A. 2013. Optimization of Single and Dual Suppressors Under Varying Load and Pressure Conditions. International Journal of fluid power 14(2013) No.3, pp.27-34
- [50] Ham N. J. , Hammerton C. J, Sharples D. 1994. Power Semiconductor Applications. Philips Semiconductors.
- [51] Ham, Y.-B., Kim, D.-M., Gu, J.-S., Jeon, S.-H. and Kim, S.-D. 2011. An Analysis of the Volumetric Displacement of an Hydraulic Gerotor Motor. Proc. of the Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, pp.89-96
- [52] Heikkilä, Mikko, Matti Karvonen, Matti Linjama, Seppo Tikkanen, and Kalevi Huhtala. 2014. Comparison of proportional control and displacement control using digital hydraulic power management system. ASME/BATH 2014 Symposium on Fluid Power & Motion Control, Bath, United Kingdom, September 10-12.
- [53] Hristov H., 2002. Experimental investigation of the dynamic processes and parameters identifications in electrohydraulic power system. Technical University-Gabrovo, Bulgaria.
- [54] Huayong, Y., Bin, F. and Guofang, G. 2011. Measurement of Effective Fluid Bulk Modulus in Hydraulic System. Journal of dynamic systems, measurement, and control, Vol. 133 (6), pp.66-73
- [55] I.L. Alboteanu, Gh. Manolea, A. Novac. 2014. Automation of a Pumping Station for Low Power Applications. Hidraulica (No. 1/2014), ISSN 145-7303, pp. 58-64;
- [56] Imamura T., Sawada Y., Ichikawa M. and Nakamura H. 2008. Energy-Saving hybrid hydraulic system comprising highly efficient IPM motor and inverter, for injection molding and manufacturing machine. Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, Toyama , Japan. pp.117-120.
- [57] Iulian-C. Dutu, E. Maican, Sorin-S. Biris, Mihaela-F. Dutu, Mariana-G. Munteanu. 2018. Simulation of an Electro-Hydraulic System for P.E.T. Waste Baling Press. Hidraulica (No. 4/2018), pp. 6-11
- [58] Ivantysynova, M. and Lasaar, R. 2004. An investigation into micro- and macro geometric design of piston/cylinder assembly of swash plate machines. International Journal of Fluid Power, vol. 5, no. 1, 2004, pp. 23-36.

- [59] Ivantysynova, M. and Grabbel, J. 2005. An Investigation of Swash Plate Control Concepts for Displacement Controlled Actuators. *International Journal of Fluid Power* Vol.6 no.2, pp.19-36.
- [60] Ivantysynova, M. and Christiansen, S.-K. 2005. Automatic Valve Plate Design Based on Optimized Pressure Profile. *Proc. of IFPE Technical Conference 2005, Las Vegas, USA*, pp. 519-529. Technical Paper NCFP I05-14.1.
- [61] Ivantysyn, J. and Ivantysynova, M. 2001. *Hydrostatic Pumps and Motors, Principles, Designs, Performance, Modeling, Analysis, Control and Testing*. New Delhi. Academia, Books International, ISBN -81-85522-16-2.
- [62] Jesper K.Sorensen, Michael R.Hansen, and Morten K.Ebbesen. 2016. Novel Concept for Stabilising a Hydraulic Circuit Containing Counterbalance Valve and Pressure Compensated Flow Supply. *International Journal of Fluid Power*, Vol.17, No.3, pp.153-162
- [63] Johanenes Reuter, Sebastian Maerkl, and Matthias Jaekle. 2010 .Optimized Control Strategies for Fast Switching Solenoid Valve. *International Journal of Fluid Power* 11(2010), no.3, pp.23-33
- [64] Joseph Saad and Matthias Liermann. 2015. Improved Sizing of Hydraulic Servo-Drives through Inverse Simulation Approach Using Modelica and Modified OpenHydraulics Library. *International Journal of Fluid Power*, 2015, Vol.16, No.3, pp.163-177
- [65] John M. Tucker and Eric J. Barth. 2013. Design, fabrication, and evaluation of a distributed piston strain-energy accumulator. *International Journal of Fluid Power* 14, No.1, pp.48-56
- [66] John Jansen, Randall Lind, Lonnie Love, Peter Lloyd, John Rowe and F. G. Pin, 2009. Design and Control of a Ship Motion Simulation Platform From an Energy Efficiency Perspective. *International Journal of Fluid Power* 10(2009) No. 2 pp 19-28
- [67] Johnston, D.N. 2009. A switched inertance device for efficient control of pressure and flow. *Proceedings of the Bath/ASME Fluid Power and Motion Control Symposium*, Hollywood, CA, USA, 12–14, pp.68-75
- [68] Juho-Pekka Karjalainen, Reijo Karjalainen and Kalevi Huhtala. 2012. Measuring and Modelling Hydraulic Fluid Dynamics at High Pressure-Accurate and Simple Approach. *International Journal of Fluid Power* 13(2012) No.2 pp. 51-59
- [69] Juhala, J., Kajaste, J., Pietola, M.2012. Thermal Insulation in Enhancing Performance Characteristics of Hydraulic Accumulator. *Fluid Power and Motion Control 2012*, Bath, UK, pp.66-74
- [70] Juhala, J. et al. 2009. Improving Energy Efficiency of Work Machine with Digital Hydraulics and Pressure Accumulator. *11th Scandinavian International Conference on Fluid Power* Linkoping University, Sweden, pp.158-166
- [71] K. A. Stelson and F. Wang 2010. A simplified model to optimize positive-displacement hydraulic pump and motor efficiency. *Proc. Bath/ASME Symp. Fluid Power and Motion Control*, Bath, UK, pp. 417-429.
- [72] K. Ahn, S. Yokota. 2005. Intelligent switching control of pneumatic actuator using on/off solenoid valves. *Mechatronics*, Vol. 15, pp. 683-702, 2005

[73] Katharina Baer, Liselott Ericson, Petter Krus. 2019. Framework for Simulation-Based Simultaneous System Optimization for a Series Hydraulic Hybrid Vehicle. IJFP ISSN:1439-9776, 2019, Vol.20, N.1, pp.27-52

[74] Kyle Merrill, Michael Holland, Mark Batdorff and John Lumkes Jr. 2010. Comparative Study of Digital Hydraulics and Digital Electronics. International Journal of Fluid Power 11(2010) no.3, pp.45-51

[75] Kailei Liu, Yingjie Gao, and Zhaohui Tu. 2016. Energy Saving Potential of Load Sensing System with Hydro-Mechanical Pressure Compensation and Independent Metering. International Journal of Fluid Power, Vol.17, No.3, pp.173-186.

[76] Kyle, G.Strohmaier, Paul, M.Cronk, and James, D.Van de Ven. 2015. Design Optimization of a Hydraulic Flywheel Accumulator for a Hydraulic Hybrid Vehicle. International Journal of Fluid Power, 2015, Vol.16, No.3, pp.149-161

[77] Kennedy, J. and Fales, R. 2010. Experimental Modelling and Control of a Servo-Hydraulic Force Control System. International Journal of Fluid Power, Vol.11, No.1, pp.7-19

[78] Kim, S. D. and Cho, H. S. 1991. A Suboptimal Controller Design Method for the Energy Efficiency of a Load-sensing Hydraulic Servo System. Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control. Vol. 113, p487-493.

[79] Kim D.H., and Tsao T.-C. 2000. A Linearized Electrohydraulic Servovalve Model for Valve Dynamics Sensitivity Analysis and Control System Design. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 122, pp. 179-187.

[80] Kim, M. Y. and Lee, C.-O. 2006. An Experimental Study on the Optimization of Controller Gains for an Electro-Hydraulic Servo System Using Evolution Strategies. Control Engineering Practice, Vol. 14, pp. 137-147

[81] Lohse, H., Helduser, S., Behrens, B.A., Marthiens, O., and Matthias, T. 2009. Optimisation of the Drive Control in Hydraulic Deep Drawing Presses by Using a Holistic Simulation. Proc. 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Jun2009, pp.1-16

[82] Lovrec, D., Kastrevc, M., Ulaga, S., 2008. Electro-hydraulic load sensing with a speed-controlled hydraulic supply system on forming-machines. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, April 2009, pp.24-32

[83] Luomaranta, M., 1999. "A Stable electro-hydraulic load sensing system based on a microcontroller", Proceedings of the Sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 26-28, Tampere, Finland, pp.419-432.

[84] Lettini A.*, Havermann M.**, Guidetti M.*, Fornaciari A. **. Electro-Hydraulic Load Sensing: a Contribution to Increased Efficiency Through Fluid Power on Mobile Machines .* Casappa S.p.A., Lemignano di Collecchio (Parma), Italy ** Walvoil S.p.A., Reggio Emilia, Italy

[85] Lantto, B., Krus, P. and Palmberg, J.O. 1991. Interaction between Loads in Load sensing Systems. Proceeding of the 2nd Tampere International Conference on Fluid Power. Linkoping, Sweden, p53.

[86] Linjama, M. and Vilenius, M. 2005. Energy-Efficient Motion Control of a Digital Hydraulic Joint Actuator. 6th JFPS International Symposium on Fluid Power, University of Tsukuba, Japan, pp.42-50

- [87] Linjama, M., Huova, M., Bostroem, P., Laamanen, A., Siivonen, L., Morel, L., Walden, M. and Vilenius, M. 2007. Design and Implementation of Energy Saving Digital Hydraulic Control System. Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Tampere, Finland, pp.36-44
- [88] Li, P. Y., Li, C. Y. and Chase, T.R. 2005. Software Enabled Variable Displacement Pumps. Proceedings of ASME-IMEC'05.
- [89] Liu, S., Zhou, J., and Zhu, M., 2000. Optimal Control of Hydraulic Position System Employing High Speed ON/OFF Solenoid Valve. J.Cent.. Iniv. Technol. Vol.7 no.1, pp.46-48.
- [90] Liu, S. and B. Yao. 2002. Energy-Saving Control of Single-Rod Hydraulic Cylinders with Programable Valves and Improved Working Mode Selection. SAE Transactions – Journal of Commercial Vehicle, SAE 2002-01-1343, pp.51-61.
- [91] Liu, Yong, Bin Yang, Zhensong Wu, and Meng Chen. 2015. Experimental Study on Closed Loop Simulated Loading of Proportional Relief Valve. Chemical Engineering Transactions 46, (December 2015):1153-1158.
- [92] Li Tan, Haibo Xie, Jianbin Liu, Hanben Chen, Huayong Yang. 2019. Research on Influence of Different types of Orifice on Axial Steady-state Flow Force in Cartridge Proportional Valve. IJFP ISSN:1439-9776, 2019, Vol.20, N.2, pp.151-176
- [93] Long, G. 2009. Comparison Study of Position Control with 2-way and 3-way High Speed ON/OFF Electrohydraulic Valves. Purdue University. Master of Science in Engineering Thesis, pp. 1-169
- [94] Lumkes, J., Batdorff, M. and Mahrenholz, J. 2009. Model Development and Experimental Analysis of a Virtually Variable Displacement Pump System. International Journal of Fluid Power, Vol.10, pp.26-33
- [95] MathWorks, 2001. Introduction to MATLAB, the MathWorks, Inc.
- [96] MathWorks, 2001. SIMULINK, the MathWorks, Inc.
- [97] MathWorks, 2001. What is SIMULINK, the MathWorks, Inc.
- [98] Ma Jien, 2009. Study on Flow Ripple and Valve Plate Optimization of Axial Piston Pump. The State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou, China
- [99] Magnus, B. Kjelland and Michael, R. Hansen. 2015. Using Input Shaping and Pressure Feedback to Suppress Oscillations in Slewing Motion of Lightweight Flexible Hydraulic Crane. International Journal of Fluid Power, 2015, Vol.16, No.3, pp.141-148
- [100] Manhartgruber, B., Mikota, G. and Scheidl, R. 2005. Modelling of a Switching Control Hydraulic System. Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems. 11 no.3, pp.329-344.
- [101] Matthias Liermann. 2013. PID Tuning Rule for Pressure Control Applications. International Journal of Fluid Power 14(2013), 42-51
- [102] Maxim REICHERT, Hubertus MURRENHOF. 2008. Stiff Electrohydraulic Drives using a Hybrid Valve. JFPS International Journal of Fluid Power System 2-2, 33/38.
- [103] M. H. Kim, S. 2012. Measurement of effective bulk modulus for hydraulic oil at low pressure. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, vol. 134, no. 2, 2012.

- [104] Mikko Huova, Laamanen A. and Linjama M. 2010. Energy efficiency of three-chamber cylinder with digital valve system. Tampere University of Tehnology, department of Intelligent Hydraulics and Automation- Finland, International journal of fluid power 11(2010)No.3, pp.22-28
- [105] Morten K. Bak and Michael R. Hansen 2013. Model based design optimization of operational reliability in offshore boom cranes. International Journal of Fluid Power 14 (2013) No.3, pp.5-12
- [106] Matthew E. Kontz , Wayne J. Book 2007. Flow control for coordinated motion and haptic feedback. International Journal of Fluid Power Vol. 8, No. 3, November 2007, pp.15-23
- [107] Matthias Liermann. 2012. Issues of Sensor Noise, Bandwidth and Sampling Time in PID pressure Control. Proc. Bath/ASME Symp. Fluid Power and Motion Control, Bath, UK, pp. 213-225.
- [108] Merritt H. Hydraulic Control System. John Wiley & Son, Inc, 1967.
- [109] Maneetham D., Afzulpurkar N. 2015. Modeling, simulation and control of high speed nonlinear hydraulic servo System. School of Engineering and Technology, Asian Institute of Technology, Klong Luang, Pathumthani 12120, Thailand
- [110] Manring N.D., Mehta V.S., Raab F.J., Graf K.J.:2007. The shaft torque of a tandem axial - piston pump. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control - 2007 nr3.
- [111] Mai, V.K.L., and Dransfield, P. 1989. Load-sensitive Pump Control Performance. Mechanical Engineering Transactions –Institution of Engineers. ME14(3) p149-157.
- [112] Mauer, G. F. 1995. A Fuzzy Logic Controller for an ABS Braking System. IEEE Transactions on Fuzzy Systems, Vol.3 no. 4, pp. 381-388.
- [113] Matti Linjama. 2019. Variable speed drive with hydraulic boost. IJFP ISSN:1439-9776, Vol.20, N.1, pp.99-124
- [114] Michel, S. and Weber, J. 2012. Energy-Efficient Electrohydraulic Compact Drives for Low Power Applications. Fluid Power and Motion Control, pp. 93-107, Bath, UK
- [115] Nariman Sepehri, Gustavo Koury Costa. 2018. Understanding overall efficiency of hydrostatic pumps and motors. IJFP ISSN:1439-9776, 2018, Vol.19, N.2, pp.106-116
- [116] N. D. Manring and R. E. Johnson, 1999. Swivel Torque Within a Variable-Displacement Pump. National Conference on Fluid Power - 46th, pp. 13.
- [117] Niels H Pedersen, Per Johansen, Lasse Schmidt, Rudolf Scheidl, Torben O. Andersen. 2020. Control and Performance Analysis of a Digital Direct Hydraulic Cylinder Drive.IJFP ISSN:1439-9776, Vol.20, N.3, pp.295-322
- [118] Oscar, R. Pena and Michael, J. Leamy. 2015. An Efficient Architecture for Energy Recovery in Hydraulic Elevators. International Juornal of Fluid Power, Vol.16, No.2, pp.83-98
- [119] Pace, L., Ferro, M., Fraternali, F., Vedova, M.D., Caimano, A., and Maggiore, P. 2017. Comparative Analysis of a Hydraulic Servo-Valve. International Journal of Fluid Power 14(2013), No.2, pp.53-62 JFPS International Journal of Fluid Power System 10-2, 24/29, 2017
- [120] Paloniitty, M., M. Linjama, and K. Huhtala. 2014. Equal coded digital hydraulic valve system – improving tracking control with pulse frequency modulation. 2nd International

Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM2014), Samara, Russia, September 15-17.

[121] Paolo Tamburrano, Andrew R. Plummer, Elia Distaso, Riccardo Amirante. 2019. A Review of Electro-Hydraulic Servovalve Research and Development. IJFP ISSN:1439-9776, 2019, Vol.20, N.1, pp.53-98

[122] Paul Kenneth Kalbfleisch, Monika Ivantysynova. 2019. Computational Valve Plate Design in Axial Piston Pumps/Motors. IJFP ISSN:1439-9776, 2019, Vol.20, N.2, pp.177-202

[123] Paul McPherson, Daniel A. Gutierrez, Jose M. Garcia-Bravo, Aaron L. Reid, Brittany A. Newell, Mark French. 2020. Design and Modelling of a 90-Degree Ball Valve with a Linear Pressure Drop. IJFP ISSN:1439-9776, 2020, Vol.21, N.1, pp.1-26

[124] Paul M. Cronk, James D. Van de Ven. 2018. A review of hydro-pneumatic and flywheel energy storage for hydraulic systems. IJFP ISSN:1439-9776, 2018, Vol.19, N.2, pp.69-79

[125] Pavel, I., Tudor, B., Hristea, M.A., Popescu, A.M. 2017. Maintaining Position of Servo Cylinders by Means of Digital Hydraulics. Hidraulica (No. 2/2017), pp. 62-67

[126] Pha N. PHAM, Kazuhisa ITO, and Shigeru IKEO. 2017. Energy Saving for Water Hydraulic Pushing Cylinder in Meat Slicer. JFPS International Journal of Fluid Power System 10-2, 24/29.

[127] Pindera, Maciej Z., Yuzhi Sun, Jean-Jacques Malosse, and Jose M. Garcia. 2013. Co-simulation based design and experimental validation of control strategies for digital fluid power systems. ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control, Sarasota, Florida, USA, October 6-9.

[128] Popescu, T.-Costinel, and Alina I. Popescu. 2014. Two Operating Modes Electro-Hydraulic Servo Valve. Hidraulica (No. 4/2014), pp. 51-55.

[129] Popescu, T.-Costinel, Polifron-A. Chiriță, and Alina I. Popescu. 2018. Increasing Energy Efficiency and Flow Rate Regularity in Facilities, Machinery and Equipment Provided with High Operating Pressure and Low Flow Rate Hydraulic Systems. 18th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM. Albena, Bulgaria, 30 June-9 July 2018: 401-408.

[130] Popescu, T. Costinel, Daniela Vasiliu and Nicolae Vasiliu. 2011. Chapter 19- Numerical Simulation - a Design Tool for Electro Hydraulic Servo Systems. 425-446, DOI: 10.5772/13332. In International volume Numerical Simulations - Applications, Examples and Theory. Lutz Angermann (Ed.), ISBN: 978-953-307- 440-5, published in January 2011, by InTech-Austria.

[131] Radoi, R., Hristea, A., Tudor, B. 2017. Mechatronic Systems Embedded into the Electrohydraulic Control Equipment for Industrial Application. Hidraulica (No. 1/2017), pp. 55-60.

[132] Rahmfeld, R. and Ivantysynova, M. 1998. Energy saving hydraulic actuators for mobile machines. Proc. 1st. Bratislavian Fluid Power Symposium, Casta-Pila, Slovakia, pp. 47-57.

[133] Rahmfeld, R. 2000. Development and control of energy saving hydraulic servo drives. Proc. of 1st FPNI-PhD Symp. Hamburg, pp. 167-180.

- [134] Rahmfeld, R. and Ivantysynova, M. 2001. Displacement controlled linear actuator with differential cylinder- a way to save primary energy in mobile machines. Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, ICFP(1), pp. 316–322.
- [135] Rahmfeld, R. and Ivantysynova, M. 2003. Energy saving hydraulic displacement controlled linear actuators for industrial applications and mobile machine systems. LDIA Birmingham, UK, pp. 105-110.
- [136] Ramos, I., Sprengel, M. and Ivantysynova, M. 2015. Simulation, Control and Testing of Advanced Hydraulic Hybrid Transmissions. The Summer Undergraduate Research Fellowship (SURF) Symposium, Paper 104.
- [137] Reuter, J. and Maerkl, S. 2009. Aspects of Controlling Dual Coil Solenoid Digital Valves. Second Workshop on Digital Fluid Power, Linz, Austria.
- [138] Rose, J. and Ivantysynova, M. 2011. A Study of Pump Control Systems for Smart Pumps. Proceedings of the 52nd National Conference on Fluid Power 2011, NCFP I11-27.1
- [139] Roccatello, A., Mancò, S. and Nervegna, N. 2007. Modelling a Variable Displacement Axial Piston Pump in a Multibody Simulation Environment. ASME Trans.- Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 129, No. 4, pp. 456-468.
- [140] Ryan Paul Jenkins, Monika Ivantysynova. 2020. An Electrohydraulic Pressure Compensation Control System for an Automotive Vane Pump Application. IJFP ISSN:1439-9776, Vol.20, N.3, pp.353-374
- [141] Rudolf Scheidl, Florian Messner. 2019. Development of a Dual Supply H-Bridge Amplifier for High Speed Actuation of Digital Hydraulic Switching Valves. IJFP ISSN:1439-9776, Vol.20, N.1, pp.125-150
- [142] Scheidl, R. and Riha, G. 1999. Energy Efficient Switching Control by a Hydraulic'Resonance Converter'. Proc. Workshop on Power Transmission and Motion Control, Bath, pp. 267-273.
- [143] Samuel Jason Hall, 2014. Statistical analysis of multiple hydrostatic pump flow loss models. Graduate Theses and Dissertations.13753.Iowa State University.
- [144] S. D Kim, H. S Cho, and C. O Lee, 2015. Stability analysis of a load-sensing hydraulic system, Department of Production Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Seoul, Korea
- [145] Schenk, A. and Ivantysynova, M. 2011. Design and Optimization of the Slipper-Swashplate Interface Using an Advanced Fluid Structure Interaction Model. Proceedings of the 52nd National Conference on Fluid Power 2011, NCFP I11-4.2
- [146] Sell, N.P., N. Johnston, A.R. Plummer, and S. Kudzma. 2015. Development Of a Position Controlled Digital Hydraulic Valve. ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control, Chicago, Illinois, USA, October 12-14, 2015.
- [147] Sprengel, M. and Ivantysynova, M. 2014. Investigation and Energetic Analysis of a Novel Blended Hydraulic Hybrid Power Split Transmission. Proceedings of the 9th International Fluid Power Conference (9IFK), Mar. 24-26, 2014. Aachen, Germany, Vol 1. pp.140-151

- [148] Sung-Mu Chin, Chung-Oh Lee and Pyung H. Chang (1994). An experimental study on the position control of an electrohydraulic servo system using time delay control. Dep. Of Precision Eng. And Mechatronica, Taejeon, Korea.
- [149] Stefan Heitzig, Sebastian Sgro, Heinrich Theissen, 2012. Energy efficiency of hydraulic systems with shared digital pumps. International Journal of Fluid Power Vol. 13, No. 3, pp.49-57.
- [150] Śliwiński P.: 2008. Power balance in hydraulic satellite motors supplied with oil and HFA-E emulsion. 5th FPNI PhD Symposium Krakow an initiative of Fluid Power Net International: proceedings, Krakow, Poland, July 1-5, 2008.
- [151] T.C. Popescu, A. I. Popescu. 2014. Two operating modes electro-hydraulic servo valve. Hidraulica No. 4/2014 Magazine of Hydraulics, Pneumatics, Tribology, Ecology, Sensorics, Mechatronics, Bucharest, ISSN 1453 – 7303, pp. 51-55
- [152] Tonglin Shang, 2004. Improving Performance of an Energy Efficient Hydraulic Circuit, Master of Science, Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan, April 2004, pp 1-175.
- [153] Texas Instruments. “Clark & park transform on the tms320c2xx,” Texas Instruments, Tech. Rep., 1997.
- [154] Ufuk Bakirdogen and Matthias Liermann. 2010. Simulation Study on Pressure Control Using Nonlinear Input/Output Linearization Method and Classical PID Approach. FPMC 2010 Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control, September 15-17 2010, Bath, UK, pages 323–338. Hadleys Ltd.
- [155] Vael, G. E. M., Achten, P. A. J., Fu, Z., 2000. “The Innas Hydraulic Transformer: The key to the hydrostatic Common Pressure Rail”, SAE 2000 Transactions Journal of Commercial Vehicles, Vol. 100, Section 2.29.
- [156] V. Balasoiu, I. Bordeasu. 2013. Electrohydraulic Proportional Servo Valves – Electrohydraulic Servo Distributors. Hidraulica No. 4/2013 Magazine of Hydraulics, Pneumatics, Tribology, Ecology, Sensorics, Mechatronics, Bucharest, ISSN 1453 – 7303, pp. 37-51
- [157] Weiqiang Wu, Guofang Gong, Hu Shi., 2012. Analysis of Two Typical Thrust Electrohydraulic Control Systems for Shield Tunneling Machine. Symposium on Fluid Power and Motion Control, 2012, Bath, UK, pages 411–421.
- [158] Wendel, G., 2000. Regenerative Hydraulic Systems For Increased Efficiency. Proceedings of the 47th National Conference on Fluid Power, April 4-6, Chicago, USA, pp.199-206
- [159] Wendel, G. 2002. Hydraulic system configurations for improved efficiency. Proceedings of the 49th National Conference on Fluid Power, March 19-21, Las Vegas, Nevada, USA, pp.567-573.
- [160] Williamson, C. and Ivantysynova, M. 2007. The Effect of Pump Efficiency on Displacement-Controlled Actuator Systems. Proc. of the Tenth Scandinavian International conference on Fluid Power (SICFP'07), Tampere, Finland. Vol. 2, pp. 301-326.
- [161] Williamson, C. and Ivantysynova, M. 2010. Power Optimazation for Multi-Actuator Pump-Controlled Systems. Proc. 7th International Fluid Power Conference, RWTH Aachen, Germany

- [162] Xu, Y., Sidhom, L., Bideaux, E., and Smaoui, M. 2012. Multivariable Backstepping Controls of a High Bandwidth Electro-hydraulic Actuator. Symposium on Fluid Power and Motion Control, Bath, UK, pages 398–410.
- [163] Yang, K., Oh, I. and Lee, I. 1999. Pressure Control of Hydraulic Servo System Using Proportional Control Valve. Journal of Mechanical Science and Technology, Vol.13, No.3, pp.229-239.
- [164] Zhang, Z. and Hou, S. 1989. Experiment and Research of Model XBPOC-F75FF, Pressure-Flow Compensated Load-Sensing Axial Piston Pump. Fluid Power Transmission and Control- Proceedings of the 2nd international Conference. P317-319.
- [165] Zhang, Z., Lei, X., Hou, S. and Li, J. 1999. The Study of Power-Matching Energy-Saving Hydraulic System. Fluid power transmission and control—Proceedings of the 3rd international symposium. p227.
- [166] ZHANG Jian-ye, WANG Da-ming. 2000. Study of self-turning fuzzy controller in electro-hydraulic servo system. J. Mechatronica, 2000, 11(2): 44–47.
- [167] Du, S., Zhou, J., Hong, J., Zhao, H., & Ma, S. (2024). Application and progress of high-efficiency electro-hydrostatic actuator technology with energy recovery: A comprehensive review. Energy Conversion and Management, 321, 119041.
- [168] Yan, Z. (2023). Characteristics of high energy-efficient Electro-hydraulic power source driven by servo motor and variable pump. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 237(7), 1525-1536.
- [169] CHENG, M., Jingbo, H. E., Hongyun, M. U., Xin, Y. A. N., Jun, Y. A. N. G., Jiahao, O. U., ... & Bing, X. U. (2024). Opportunities and challenges of electrohydraulic control systems in the electrification era of non-road mobile machinery. Journal of Advanced Manufacturing Science and Technology, 4(2), 2024001-2024001.
- [170] Gebrel, I. F., & Asokanthan, S. F. (2021). Influence of System and Actuator Nonlinearities on the Dynamics of Ring-Type MEMS Gyroscopes. Vibration, 4(4), 805-821.
- [171] Bamshad, H., Jang, S., Jeong, H., Lee, J., & Yang, H. (2022). Comparison between Genetic Programming and Dynamic Models for Compact Electrohydraulic Actuators. Machines, 10(10), 961.
- [172] Sidhom, L., Chihhi, I., & Smaoui, M. (2022). Automation of a hybrid control for electrohydraulic servo-actuators with residual dynamics. Applied Sciences, 12(6), 2856.
- [173] Tynan, L., Gunawardana, U., Liyanapathirana, R., Perera, O., Esposito, D., Centracchio, J., & Gargiulo, G. (2025). Review of Electrohydraulic Actuators inspired by the HASEL Actuator. Biomimetics, 10(3), 152.
- [174] Malakov, I., Zaharinov, V., Nikolov, S., & Dimitrova, R. (2023, September). Computer-Aided Choosing of an Optimal Structural Variant of a Robot for Extracting Castings from Die Casting Machines. In Actuators (Vol. 12, No. 9, p. 363). MDPI.
- [175] Malakov, I., Zaharinov, V., & Hasansabri, H. (2025). Development of Optimal Size Range of Modules for Driving of Automatic Sliding Doors. Algorithms, 18(5), 248.
- [176] Hou, T., Kou, Z., Wu, J., Jin, T., Su, K., & Du, B. (2023, July). Research on positioning control strategy for a hydraulic support pushing system based on iterative learning. In Actuators (Vol. 12, No. 8, p. 306). MDPI.

- [177] Zhang, J., Li, L., Zhang, X., Zhang, T., & Yuan, Y. (2022). Delay analysis and the control of electro-hydrostatic actuators. *Applied Sciences*, 12(6), 3089.
- [178] Kowalczyk, M., & Tomczyk, K. (2022). Assessment of measurement uncertainties for energy signals stimulating the selected NiTi alloys during the wire electrical discharge machining. *Precision Engineering*, 76, 133-140.
- [179] Salleh, S., Rahmat, M. F., Othman, S. M., & Danapalasingam, K. A. (2015). Review on modeling and controller design of hydraulic actuator systems. *International Journal on smart sensing and intelligent systems*, 8(1), 338.
- [180] Khedr, O. H., Awad, M. I., Al-Oufy, A. K., & Maged, S. A. (2024). Optimizing power consumption and position control in an electro-hydraulic system with cylinder bypass and NN-MPC. *Scientific Reports*, 14(1), 1993.
- [181] Song, Y., Hu, Z., & Ai, C. (2022). Fuzzy compensation and load disturbance adaptive control strategy for electro-hydraulic servo pump control system. *Electronics*, 11(7), 1159.
- [182] Stanciu, C. L., Anghel, C., Fîciu, I. D., Elisei-Iliescu, C., Udrea, M. R., & Stanciu, L. (2024). On the Regularization of Recursive Least-Squares Adaptive Algorithms Using Line Search Methods. *Electronics*, 13(8), 1479.
- [183] Hao, H., & Yan, H. (2024). The pressure control of independent load port electro-hydraulic load simulation system using fixed time integral sliding mode active disturbance rejection. *Scientific Reports*, 14(1), 29064.
- [184] Zhong, H., Liu, K., Qiang, H., Yang, J., & Kang, S. (2025). Model reference adaptive control of electro-hydraulic servo system based on RBF neural network and nonlinear disturbance observer. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 239(3), 535-549.
- [185] Sivaraman, D., Ongwattanakul, S., Pillai, B. M., & Suthakorn, J. (2024). Adaptive polynomial Kalman filter for nonlinear state estimation in modified AR time series with fixed coefficients. *IET Control Theory & Applications*, 18(14), 1806-1824.
- [186] Sa, Y., Zhu, Z., Tang, Y., Li, X., & Shen, G. (2022). Adaptive dynamic surface control using nonlinear disturbance observers for position tracking of electro-hydraulic servo systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 236(3), 634-653.
- [187] Sakov, P., & Oke, P. R. (2008). A deterministic formulation of the ensemble Kalman filter: an alternative to ensemble square root filters. *Tellus A: Dynamic Meteorology and Oceanography*, 60(2), 361-371.
- [188] Geer, A. J. (2021). Learning earth system models from observations: machine learning or data assimilation?. *Philosophical Transactions of the Royal Society A*, 379(2194), 20200089. <https://doi.org/10.1098/rsta.2020.0089>
- [189] Pyrhönen, L., Jaiswal, S., & Mikkola, A. (2023). Mass estimation of a simple hydraulic crane using discrete extended Kalman filter and inverse dynamics for online identification. *Nonlinear Dynamics*, 111(23), 21487-21506.
- [190] Romero-Ben, L., Irofti, P., Stoican, F., & Puig, V. (2024). Nodal Hydraulic Head Estimation through Unscented Kalman Filter for Data-driven Leak Localization in Water Networks. *IFAC-PapersOnLine*, 58(4), 67-72.

- [191] Su, D., Wang, S., Lin, H., Xia, X., Xu, Y., & Hou, L. (2024). Parameter Estimation of a Valve-Controlled Cylinder System Model Based on Bench Test and Operating Data Fusion. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 37(1), 38.
- [192] Stanciu, C. L., Anghel, C., Fîciu, I. D., Elisei-Iliescu, C., Udrea, M. R., & Stanciu, L. (2024). On the Regularization of Recursive Least-Squares Adaptive Algorithms Using Line Search Methods. *Electronics*, 13(8), 1479.
- [193] Li, J., Li, W., & Du, X. (2024). Research on the characteristics of electro-hydraulic position servo system of RBF neural network under fuzzy rules. *Scientific Reports*, 14(1), 15332.
- [194] Chen, Z., Yan, H., Zhang, P., Shan, J., & Li, J. (2024). Adaptive NN Force Loading Control of Electro-Hydraulic Load Simulator. In *Actuators* (Vol. 13, No. 12, p. 471). MDPI AG.
- [195] Ali, N. H. M., Ghazali, R., Tahir, A. W., Jaafar, H. I., Ghani, M. F., Soon, C. C., & Has, Z. (2024). Enhanced hybrid robust fuzzy-PID controller for precise trajectory tracking electro-hydraulic actuator system. *International Journal of Robotics and Control Systems*, 4(2), 795–813.
- [196] Savitzky, A., & Golay, M. J. (1964). Smoothing and differentiation of data by simplified least squares procedures. *Analytical chemistry*, 36(8), 1627-1639.
- [197] Lennart, L. (1999). *System identification: theory for the user*. PTR Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, 28, 540.
- [198] Rabinovich, S. G. (2005). *Measurement errors and uncertainties: theory and practice*. Springer Science & Business Media.

Съдържание

Глава 1. Преглед и развитие на електрохидравличните системи		3
1.1	Значение на електрохидравличните системи в съвременната индустрия	3
1.2	Анализ на параметрите и възможности за оптимизация на съвременни електрохидравлични системи	4
1.3	Индустриални и технически приложения на електрохидравлични задвижващи системи	8
1.4	Основни проблеми при управление на електрохидравличните системи	21
1.5	Цел на монографията	23
Глава 2. Преглед на електрохидравличните системи		24
2.1	Обща структура и класификация на електрохидравличните системи	24
2.2	Механични следящи хидросистеми с дроселно регулиране	25
2.3	Следящи електрохидравлични позициониращи системи	30
2.4	Следяща хидравлична система с обемно регулиране	34
2.5	Енергийна ефективност на задвижващите електрохидравлични системи	40
2.6	Анализ на състоянието на съвременните изследвания в областта на задвижващите следящи електрохидравлични системи	43
2.7	Основни принципи на работа на електрохидравличните системи	46
2.8	Анализ на характеристиките на честотното управление на асинхронни двигатели	48
2.9	Принципна схема на честотния инвертор	49
2.10	Анализ на основните проблеми	53
Глава 3. Математично моделиране на електрохидравличната система		55
3.1	Моделиране на динамичните процеси в затворена автоматична система	55
3.2	Връзка между налягане, момент и ъглова скорост	63
3.3	Анализ на нелинейни ефекти и загуби в модела	67
3.4	Симулационен модел с Matlab Simulink и анализ на преходни процеси	68
3.5	Параметрична оптимизация на динамичните процеси	75
Глава 4. Принципи на адаптивното управление		77
4.1	Анализ на методите за адаптивно управление	77
4.2	Принцип на работа на филтъра на Калман	80
4.3	Принцип на работа на филтъра на Винер	81
4.4	Други адаптивни методи за управление на динамични системи	82
Глава 5. Приложение на филтъра на Калман в електрохидравличната система		94
5.1	Повишаване на точността на измерванията и намаляване на шума	94
5.2	Въведение	94
5.3	Описание на електрохидравличната система	97
5.4	Разработване филтъра на Калман	97
5.5	Разработване на адаптивен метод за определяне на ковариационната матрица на грешките в теоретичния модел	109
5.6	Разработване на адаптивен метод за определяне на ковариационната матрица на грешките при измерване	114

5.7		Експериментални изследвания и резултати	118
Глава 6. Приложение на филтъра на Винер и други методи			129
6.1		Повишаване на точността на измерванията и намаляване на шума	129
6.2		Филтър на Винер и другите методи за филтриране и обработката на сигнала	129
6.3		Разработване на дизайна на филтъра Wiener	135
6.4		Разработване на електрохидравлична система с двупозиционен цилиндър и с интегрирани филтри	139
Глава 7. Експериментална оценка и оптимизация			143
7.1		Определяне на параметрите за оптимизация и реални тестове	143
7.2		Заключителен синтез и препоръки	147
		Заклучение	148
		ЛИТЕРАТУРА	150

