



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ-ГАБРОВО

Факултет МУ”

Маг.инж. Борислав Атанасов Георгиев

**Изследване и оптимизация динамиката на електрохидравлична
задвижваща следяща система**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация

за придобиване на образователна и научна степен „доктор”

Област на висше образование: 5. Технически науки.

Професионално направление: 5.1 Машинно инженерство.

Докторска програма: Хидравлични и пневматични
задвижващи системи.

Габрово, 2020 г.



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ-ГАБРОВО

Факултет „МУ”

маг.инж. Борислав Атанасов Георгиев

Изследване и оптимизация динамиката на електрохидравлична
задвижваща следяща система

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация

за придобиване на образователна и научна степен „доктор”

Област на висше образование: 5. Технически науки.

Професионално направление: 5.1 Машинно инженерство.

Докторска програма: Хидравлични и пневматични
задвижващи системи.

Научен ръководител: доц. д-р инж. Христо Недев Христов

Рецензенти: проф. д-р инж. Генчо Стойков Попов

доц. д-р инж. Красимир Христов
Орманджиев

Габрово, 2020 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за официална защита на заседание на Разширен катедрен съвет на катедра „Енергийна техника” към факултет „Машиностроене Уредостроене” на Технически университет – Габрово, проведен на 26.06.2020 г.

Дисертационният труд съдържа 155 страници. Научното съдържание е представено в увод, 4 глави и 4 приложения и включва 57 фигури и 9 таблици. Цитирани са 166 литературни източника. Номерацията на фигурите, таблиците и формулите в автореферата е в съответствие с тази в дисертацията.

Разработката/изследванията на/по дисертационния труд е/са извършена/и в катедра „ЕТ” към факултет „МУ” на Технически университет – Габрово.

Официалната защита на дисертационния труд ще се състои на г.
от ч. в зала на Технически университет – Габрово.

Автор: Борислав Атанасов Георгиев

Заглавие Изследване и оптимизация динамиката на електрохидравлична задвижваща следяща система
Тираж: 20 бр.

Място на отпечатване: Университетско издателство „В. Априлов“ - Габрово

ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на проблема. Голяма част от съвременните индустриални съоръжения включват в своите структури редица хидравлични и пневматични системи и механизми. От техническите средства, осигуряващи задвижването на промишлените системи, най-добри характеристики притежават електрохидравличните механизми, съчетаващи електрически входни и хидравлични изходни звена. Предимствата на тези задвижващи механизми произтичат от интегралния подход за реализация, базиращ се на ефективното съгласуване на възможностите на електрическите и хидравличните системи. От една страна в структурата на електрохидравличните механизми се използват възможностите на електрическите системи за управление с обратна връзка, а от друга - характеристиките на хидравличните системи, свързани с достигането на максимална механична мощност. Направените изследвания на електрични, хидравлични и пневматични задвижвания показват, че само хидравличните задвижвания са способни да развият значителна механична мощност при малки маси и габарити. В днешно време е особено важно развитието и усъвършенстването на електрохидравличните задвижващи механизми, защото поради своите предимства те навлизат все по-широко в схемите на различни роботизирани комплекси, гъвкави автоматизирани производствени системи, пътни и строителни машини, машини и системи в корабната и самолетната промишленост, железопътния и автомобилния транспорт и др.

Въпреки неоспоримите си качества тези системи имат редица недостатъци, които ограничават тяхното по-широко приложение. Основните им недостатъци са следните:

- По-големи изисквания към точността на изработване на елементите на задвижването, тъй като от стойностите на работните хлабини зависят изтичането и загубата на работния флуид, респективно следователно и значенията на динамичните характеристики и КПД-то на механизмите;
- Съществената нелинейност на елементите от електрохидравличните задвижващи системи;
- Зависимостта на основните характеристики на задвижването от температурата и степента на замърсеност на работния флуид;
- Зависимостта на скоростта на изходното звено от масата на натоварването.

Съществуват два подхода за отстраняване на изброените по-горе недостатъци, които се изразяват в следното:

- усъвършенстване на конструкциите на отделните елементи, както и на цялостната структура на задвижващия механизъм;

- развитие на електронните средства за корекция на електрохидравличното задвижване (усъвършенстване на системата за управление).

Сложността и съществените загуби при реализацията на голяма част от конструктивните решения, в повечето случаи, правят далеч по-ефективно приложението на втория подход. Поради тази причина настоящата работа е разработена, преди всичко, въз основа на концепцията на втория подход. Освен това задвижващите системи, базиращи се на този подход, се характеризират с опростени конструкции и висока надеждност, защото в техните схеми отсъстват подвижни механични елементи.

С появата на електрическата обратна връзка по променливите за състоянието на задвижванията сложността на системите за управление се увеличава значително. Тъй като е необходимо да се отчитат нелинейните ефекти и изменението на основните параметри във времето, съвременните електрохидравлични задвижващи системи се проектират въз основа на последните постижения в областта на управлението на техническите системи. Сред тях все по-важно място започва да заема теорията на адаптивното управление.

Адаптивните структури могат ефективно да компенсират влиянието на динамиката от системните промени в параметрите на натоварване и характеристиките на предавателните устройства на задвижването, колебанията на модула за обемна еластичност на работния флуид и отклоненията в технологичната точност при изработването на хидравличния цилиндър.

Цел и задачи на дисертационния труд

Разработване на модели за реализация и методи за изследване и оптимизация на електрохидравлични следящи системи с добри показатели на динамичните характеристики и енергийната ефективност.

За постигане на посочената цел се поставят следните **основни задачи**:

- Разработване на модели и изследване динамичните процеси на електрохидравлични системи за управление скоростта на хидро мотор, чрез дроселно регулиране, с помпа с регулиране по налягане и с управление на електрически двигател задвижващ зъбна помпа.

- Разработване на модел и изследване динамичните процеси на енергоефективна електрохидравлична система с честотно управление на асинхронния двигател на хидравличната помпа. Оптимизиране работата на електрохидравлична следяща система, чрез настройка на ПИД регулатор.

- Експериментално изследване на динамичните процеси в електрохидравлична задвижваща система с честотно управление на

асинхронен електродвигател, задвижващ нерегулируема хидравлична помпа.

- Сравнение на теоретичните и експериментални изследвания на динамичните процеси в електрохидравлична задвижваща система с честотно управление на асинхронен електродвигател, задвижващ нерегулируема хидравлична помпа. Оптимизацията която е приложена към симулационния модел да се рализира в експерименталния модел.

- Реализация на електрохидравлична задвижваща система с честотно управление на асинхронен електродвигател, задвижващ нерегулируема хидравлична помпа с използване на адаптивно управление.

Методи на изследване

Разработване на математичен модел и изследване динамичните процеси на енергоефективна електрохидравлична система с честотно управление на асинхронния двигател на хидравличната помпа. Оптимизиране работата на електрохидравлична следяща система, чрез настройка на ПИД регулатор.

Научна новост

Разработеният стенд за динамични изследвания дава възможност за оценка и оптимизация на поведението на електрохидравличните системи в динамичен режим при различни входни въздействия.

Съставената методика за определяне и изследване на динамиката на електрохидравлична следяща система позволява провеждане на различни експерименти при различни стойности на входно въздействие и товар. Може да се прави оценка на адекватността на математичните модели и резултати от симулацията.

Резултатите от проведените експериментални изследвания показват, че предложеният метод за регулиране и оптимална настройка на ПИД регулатора на електрохидравлични системи е приложим, ефективен, с добри динамични показатели на ниска цена, което го различава от досега съществуващите методи. Показано е пълно съвпадение със симулационните резултати.

Създадената експериментална система показва реализацията на енергоефективен цикъл на работа на системата, при който пълната мощност се използва само при съответното натоварване на системата, т.е. реализация на електрохидравлична система чувствителна към товара.

Апробация на дисертационния труд

Основните резултати от дисертацията са публикувани в :

- Сп. Топлотехника, година 4, книга 2, 2013, стр. 77-81. ISSN 1314-2550.
- Сп. Топлотехника, година 4, книга 2, 2013, стр. 82-85. ISSN 1314-2550.
- Сп. Топлотехника, Година 5, Книга 2, 2014, стр. 3-6. ISSN 1314-2550.
- Сп. Топлотехника, Година 5, Книга 2, 2014, стр. 7-10. ISSN 1314-2550.
- International Scientific Conference, 15-16 november 2019, Gabrovo. ISSN 1313-230X

Дисертационния труд като цяло е обсъден и насочен за защита от разширен катедрен съвет на катедра „Енергийна техника“ при ТУ-Габрово на заседание проведено на 26.06.2020г.

Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационната работа се състои от четири глави, заключение, таблица с означенията, списък на цитираната литература и четири приложения.

СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Глава I:

ОБЗОР НА СЪВРЕМЕННИТЕ ЗАДВИЖВАЩИ ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНИ СИСТЕМИ

Анализ на структурата и динамичните характеристики на електрохидравличните системи.

Според системата за управление електрохидравличните задвижващи системи се разделят на 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. Отворено-контурната система не е точна и грешката може да бъде намалена чрез правилно калибриране и управление.

Системата със затворен контур използва обратна връзка. Сигналят от изхода се подава обратно към входа на системата чрез чувствителен елемент. Сравнява се сигналят 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.

Енергийна ефективност на задвижващите електрохидравлични системи.

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 в по-голямата си част е била игнорирана. 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 спомагат за изпълнение на по-сложни закони при управлението на хидравличните системи. Чрез тяхното приложение управлението на хидравличните системи се съчетава с възможностите на съвременната електроника. Предимството на тази стъпка 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. Изпълнителният 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 е високата ефективност поради липса на загуби в системата (от дроселиране). 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 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 решение за мобилните машини с голяма мощност е много добро решение. Всъщност това е верига с отворен център със сигнал за дадено натоварване. След хидравличната помпа 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). 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 хидравлична верига е, че се захранва от помпа с променлив дебит. Тук също е налице допълнителна чувствителна към товара система. 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 обслужват 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 хидравлично управляема 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.

Хидравличните вериги със затворен център са много по-скъпи от веригите с отворен център. Това 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 захранване на кормилната система към управляващите мостове на машината.

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.

Направеното литературно проучване показва, че изменението на скоростта е най-ефективното решение по отношение на консумацията на енергия. Чрез намаляване на скоростта на помпата, дебитът може да бъде настроен 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 работният 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 регулиране 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 възползва от всички функции, операторът на хидравличната инсталация трябва да бъде добре запознат с VFD (Variable frequency drives- задвижвания с променлива честота) параметризацията. Кое отнема много време и изисква опит за да избегнем появата на грешки от настройка.

Изводи по Първа Глава

Въз основа на извършения анализ в тази част от работата могат да бъдат направени следните изводи и констатации:

1. Разгледаните структурни схеми на електрохидравличните системи, дефиниращи възможно най-всеобхватно участващите елементи и техните взаимовръзки, дава възможност за един точен и цялостен анализ с оглед създаване на подходящи модели и алгоритми за оценка и корекция на грешките при този вид регулиране на електрохидравличните системи.

2. Извършеният анализ въз основа на цитираните по-горе структурни схеми показва, че за да се сведе до минимум консумацията на енергия на хидравличната система, се изисква проучване на ефективността на различните компоненти в хидравличните системи.

3. Обсъдени са съществуващите в специализираната литература

математически модели за изследване на динамичните процеси в електрохидравличните системи и специфичните особености на косвените методи за регулиране.

4. Извършеният анализ на енергийната ефективност на задвижващите електрохидравлични системи показва, че има нужда от разработване на модели за реализация на такива системи със съвременно адаптивно управление.

5. Анализирани са предимствата и недостатъците на системите за следене на товара с цел уточняване на възможностите за тяхното използване в реални и симулационни модели за оценка и корекция на грешките при моделиране на електрохидравличните системи.

Въз основа на изложените структурни схеми са изведени модели за пресмятане на динамичните характеристики в основните типове електрохидравлични системи.

От направения обзор на състоянието на съвременните изследвания в областта на задвижващите електрохидравлични системи се вижда, че има нужда от разработване на модели и методи за изследване на електрохидравлични следящи системи с добри показатели на динамичните характеристики и енергийната ефективност с използване на адаптивни управляващи алгоритми.

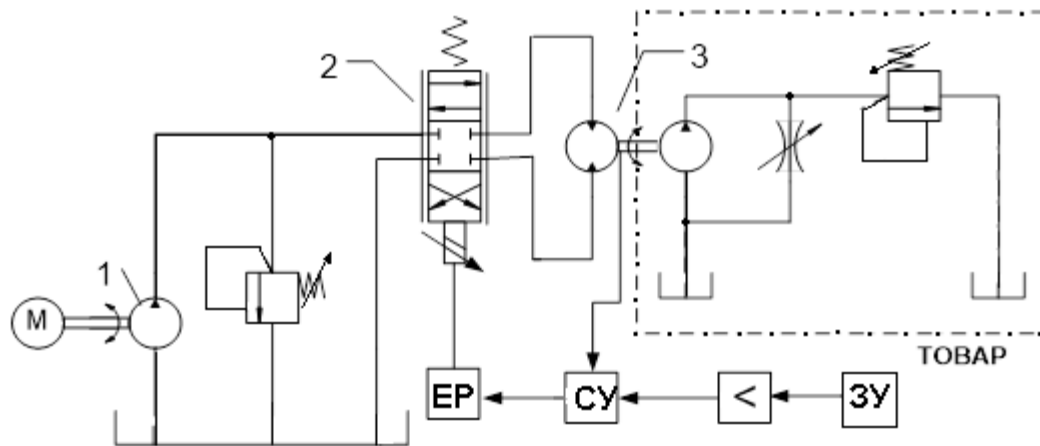
Глава II:

РАЗРАБОТВАНЕ НА МОДЕЛИ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНИТЕ ПРОЦЕСИ НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНИ СИСТЕМИ С УПРАВЛЕНИЕ НА СКОРОСТА НА ХИДРО МОТОР.

Електрохидравлична задвижваща система със регулиране на скоростта на хидромотор със серво разпределител.

На (фиг.2.1.) е показана принципната схема на електрохидравлична система с регулиране на скоростта на хидромотор чрез серворазпределител състояща се от: 1 - нерегулируема захранваща помпа, 2 - електрохидравличен серворазпределител, 3 - орбитален хидромотор.

Регулирането на скоростта на хидромотора се извършва от сервопределителя чрез получения от датчика за обратна връзка /тахогенератор/ сигнал, който постъпва в сумиращото устройство СУ, където се сравнява със сигнала от задаващото устройство ЗУ и бива обработен от вградения в управлението на сервопределителя ПИД регулатор.



Фиг.2.1 . Принципна схема на електрохидравлична задвижваща система със серво управление.

Математичен модел на задвижващата система със серво управление

Динамиката на електрохидравличната затворена автоматична система (фиг.2.1.1) се описва със следните уравнения:

1.1. Уравнение на агрегата електродвигател - захранваща помпа.

$$J \frac{d\omega_p}{dt} = M_d - M_p \quad (2.1)$$

където:

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

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

помпа.

1.2. Уравнение на дебита на помпата:

$$Q_{ideal} = \eta_{v,p} \frac{q_p}{2\pi} \omega_p \quad (2.2)$$

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:

$$Q = Q_{Ideal} + Q_{Leak} \quad (2.3)$$

където:

Q - дебит на помпата,

Q_{Ideal} - теоретичен дебит,

Q_{Leak} - дебит на вътрешни утечки.

Задвижващият момент, необходим за захранване на помпата е:

$$M = M_{Ideal} + M_{Friction} \quad (2.4)$$

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:

$$Q_{Leak} = K_{HP} \Delta p, \quad (2.5)$$

$$M_{Friction} = (M_0 + K_{TP} |\Delta p|) \tanh\left(\frac{4\omega}{\omega_{Threshold}}\right), \quad (2.6)$$

където:

$$k_{HP} = \frac{q_p \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V) \cdot v_{nom} \cdot \rho_{nom}}{P_{nom}},$$

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

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.

1.3. Уравнението на серворазпределителя включва следните зависимости [49]:

1.3.1. Уравнение на дебитите през серворазпределителя:

$$Q_1 = \mu_1 \pi d x \sqrt{\frac{2(p_p - p_1)}{\rho}} \quad (2.7)$$

$$Q_2 = \mu_2 \pi d x \sqrt{\frac{2(p_2 - p_R)}{\rho}} \quad (2.8)$$

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.

1.3.2. Уравнение на завъртането преградата на сервоклапана:

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

(2.9)

където:

ϕ - ъгъл на завъртане на преградата;

T_f, ζ_f - времекоэффициент и коефициент на демпфериране на преградата;

i - управляващ електрически ток на сервоклапана;

x - преместване на плунжера на сервоклапана.

1.3.3. Уравнение за преместване на плунжера на сервоклапана:

$$T_{\phi x} \frac{dx}{dt} + x = k_{\phi x} \phi \quad (2.10)$$

където:

$T_{\phi x}, k_{\phi x}$ - времекоэффициент и коефициент на усилване

сервопределителя;

1.3.4. Уравнение на електромеханичния преобразувател:

$$T_i \frac{di}{dt} + i = k_U U$$

(2.11)

където:

U - управляващо напрежение;

T_i, k_U - времекоэффициент и коефициент на усилване електромеханичния

преобразувател;

1.4. Уравнение на ПИД регулатора:

$$U = k_r U_y + \frac{1}{T_I} \int U_y dt + T_D \frac{dU_y}{dt} \quad (2.12)$$

където:

U_y - напрежение на електронния усилвател;

T_I, T_D, k_r - времекоэффициенти на интегриране и диференциране и

коефициент на пропорционалност;

1.5. Уравнение на обратната връзка:

$$U_{ov} = k_{ov} \omega \quad (2.13)$$

където:

U_{ov} - напрежение на обратната връзка;

k_{ov} - коефициент на пропорционалност;

ω - ъглова скорост на вала на хидромотора.

1.6. Уравнение на сумиращото устройство:

$$\Delta U = U_z - U_{ov} \quad (2.14)$$

където:

U_z - задаващо напрежение;

ΔU - напрежение на изхода на сумиращото устройство.

1.7. Уравнение на електронния усилвател:

$$T_y \frac{dU_y}{dt} + U_y = k_y \Delta U \quad (2.15)$$

1.8. Уравнения на дебитите през хидромотора с отчитане свиваемостта на работния флуид

$$Q_1 = \eta_{v,m} \frac{q_m}{2\pi} \omega + \frac{V_1}{B} \frac{dp_1}{dt} \quad (2.16)$$

$$Q_2 = \frac{q_m}{2\pi} \omega - \frac{V_2}{B} \frac{dp_2}{dt} \quad (2.17)$$

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

$$Q_1 = Q_2 = Q$$

1.9. Уравненията на орбиталния хидромотор включват следните зависимости:

1.9.1. Ъглова скорост и момент на вала на хидромотора

$$\omega = \frac{2\pi}{q_m} Q \quad (2.18)$$

$$M_m = (p_1 - p_2) \frac{q_m}{2\pi} \quad (2.19)$$

1.9.2. Уравнение за движение на вала на хидромотора (2.14) :

$$J_m \frac{d\omega}{dt} = \frac{q_m}{2\pi} \Delta p_m - k_T \omega - M_{ip} \quad (2.20)$$

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 захранване на двигателя, е:

$$Q = Q_{Ideal} + Q_{Leak} \quad (2.21)$$

където:

Q - действителен дебит в двигателя,

Q_{Ideal} - теоретичен дебит,

Q_{Leak} - дебит на вътрешни утечки.

Въртящият момент, генериран от двигателя е:

$$M = M_{Ideal} + M_{Friction} \quad (2.22)$$

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:

$$Q_{Leak} = K_{HP} \Delta p,$$

$$M_{Friction} = (M_0 + K_{TP} |\Delta p|) \tanh\left(\frac{4\omega}{\omega_{Threshold}}\right), \quad (2.23)$$

където:

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

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.

1.10. Уравнения на товара включват следните зависимости:

За товар е използвана хидравлична зъбна помпа с регулируем дросел.

1.10.1. Момент на товарната помпа.

$$M_{tp} = \frac{q_{tp}}{2\pi} \Delta p_L, \quad - \text{съпротивителен момент на товарната помпа.} \quad (2.24)$$

1.10.2. Уравнение на дебита на товарната помпа:

$$Q_{tp} = \frac{q_{tp}}{2\pi} \omega$$

(2.25)

където:

q_{tp} - работен обем на товарната помпата;

$$Q_{tp} = Q_{Ideal,tp} + Q_{Leak,tp} \quad (2.26)$$

където:

Q_{tp} - дебит на помпата,

$Q_{Ideal,tp}$ - теоретичен дебит,

$Q_{Leak,tp}$ - дебит на вътрешни утечки.

Задвижващият момент, необходим за захранване на помпата е:

$$M_{tp} = M_{Ideal,tp} + M_{Friction,tp} \quad (2.27)$$

където:

M_{tp} - действителен въртящ момент,

$M_{Ideal,tp}$ - теоретичен въртящ момент,

$M_{Friction,tp}$ - момент на триене.

Дебита на вътрешните утечки и момента на триене съответно са:

$$Q_{Leak,tp} = K_{HP} \Delta p,$$

$$M_{Friction,tp} = (M_0 + K_{TP} |\Delta p|) \tanh\left(\frac{4\omega}{\omega_{Threshold}}\right), \quad (2.28)$$

където:

$$k_{HP} = \frac{D \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V) \cdot \nu_{nom} \cdot \rho_{nom}}{P_{nom}},$$

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

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.

1.10.3. Уравнение на дебита през товарния дросел

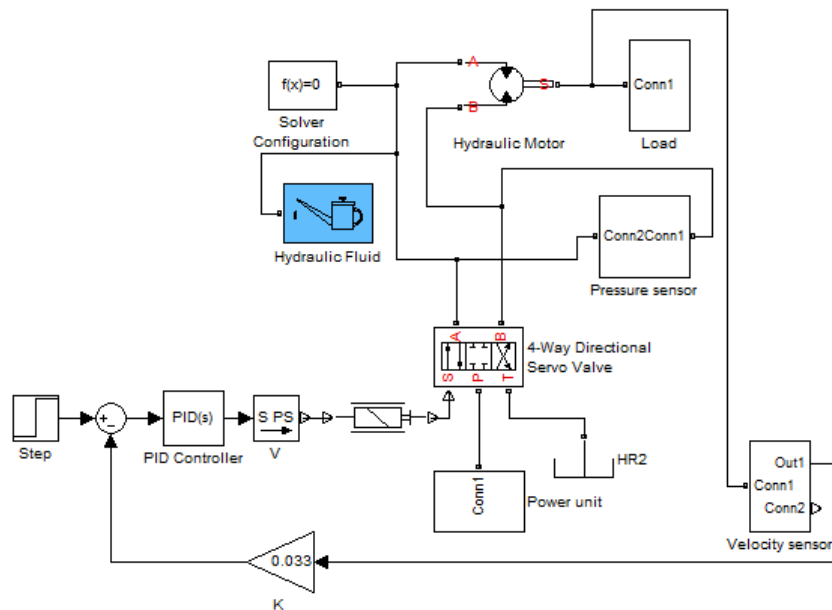
$$Q_{ip} = K_L \sqrt{\Delta p_L} \tag{2.29}$$

където:

Δp_L - пад на налягане в товарния дросел;

Симулационен модел и динамични процеси в задвижваща система със серво управление.

За симулиране на протичащите процеси в системата е използван програмният продукт Matlab Simulink, библиотека - Simhydraulic. Според изложения по-горе математичен модел е направен симулационен модел на системата – фиг.2.4.



Фиг. 2.4. Симуляционен модел на задвижващата система със серво управление.

Параметрична оптимизация на системата чрез настройване на ПИД регулатор.

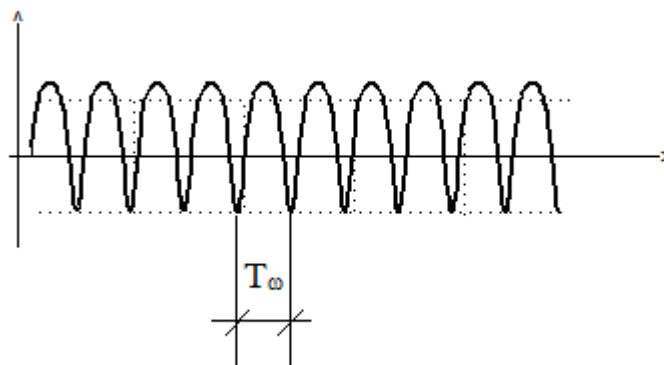
Като оптимизация динамичната характеристика се избира метода на параметрична оптимизация на системата чрез определяне на оптималните параметри на ПИД регулатора. Като Критерий за оптимизация е избран преходния процес за апериодично звено от първи ред.

Случаят, използван за настройка на ПИД регулатора в симуляционния модел, се основава на „графичния коефициент на усилване на регулатора“ [12].

За реализирането на метода за регулиране и оптимизиране на задвижващата система със серво управление е необходимо:

- на времеконстантите на ПИД регулатора се задават съответно стойности $T_i = \infty$ и $T_d = 0$, което всъщност трансформира регулатора в П-регулатор;

- увеличава се коефициентът на усилване на регулатора K_p дотогава, докато в затворената система се установят незатихващи автоколебания ($K_p = K_{p гр}$);
- измерва се периодът на установените автоколебания (T_ω) фиг .2.3.;



Фиг.2.3 . Период на установени автоколебания.

- Параметрите на регулатора се определят по формулите, посочени в таблица 2.2

Таблица 2.2: Коефициенти на регулатора по метода на Зиглер- Николс.

| ВИД НА РЕГУЛИРАНЕ | ПАРАМЕТРИ НА РЕГУЛАТОРА | | |
|-------------------|-------------------------|--------------------------------|------------------------|
| | K_p | T_i | T_d |
| П | $0.5 K_{p гр}$ | $T_i = \infty$ | $T_d = 0$ |
| ПИ | $0.45 K_{p гр}$ | $T_i = \frac{1}{1.2} T_\omega$ | $T_d = 0$ |
| ПИД | $0.6 K_{p гр}$ | $T_i = 0.5 T_\omega$ | $T_d = 0.125 T_\omega$ |

Главното предимство на метода се състои в това, че трите ПИД константи са предварително изчислени и се въвеждат едновременно, което не налага прилагането на методи от типа „проба-грешка”. Недостатък, в следствие на необходимостта от получаване характеристиките на системата, се явява условието за работа в режим на незатихващи осцилации или без обратна връзка по процесна променлива, т.е. като отворена система.

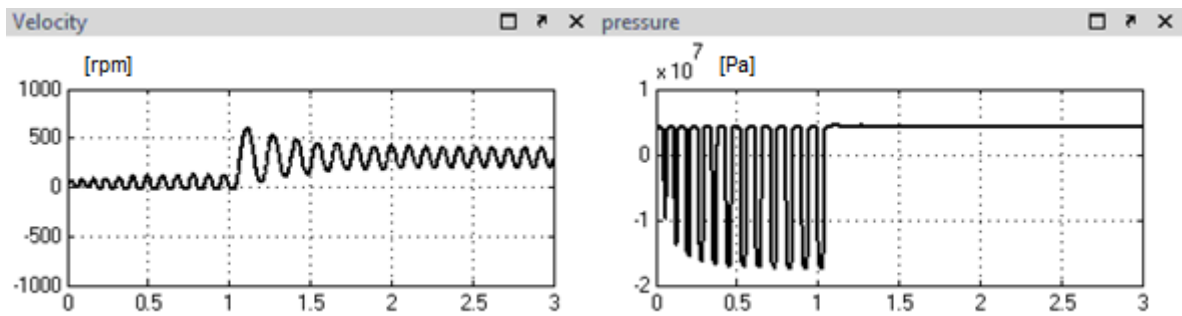
Предложените настройки трябва да се считат за първоначални. След установяването им системата трябва да се наблюдава и се извърши донастройка. За целта може да се използва метод „Регулирай и наблюдавай”.

Метод „Регулирай и наблюдавай”.

Както името подсказва този метод се заключава в първоначално настройване на ПИД константите, наблюдение на реакцията на машината и след това, познавайки всяка една от функциите на ПИД изпълнението се извършват допълнителни настройки коригиращи изходната реакция в желаната форма. Основните характеристики на ПИД регулирането са:

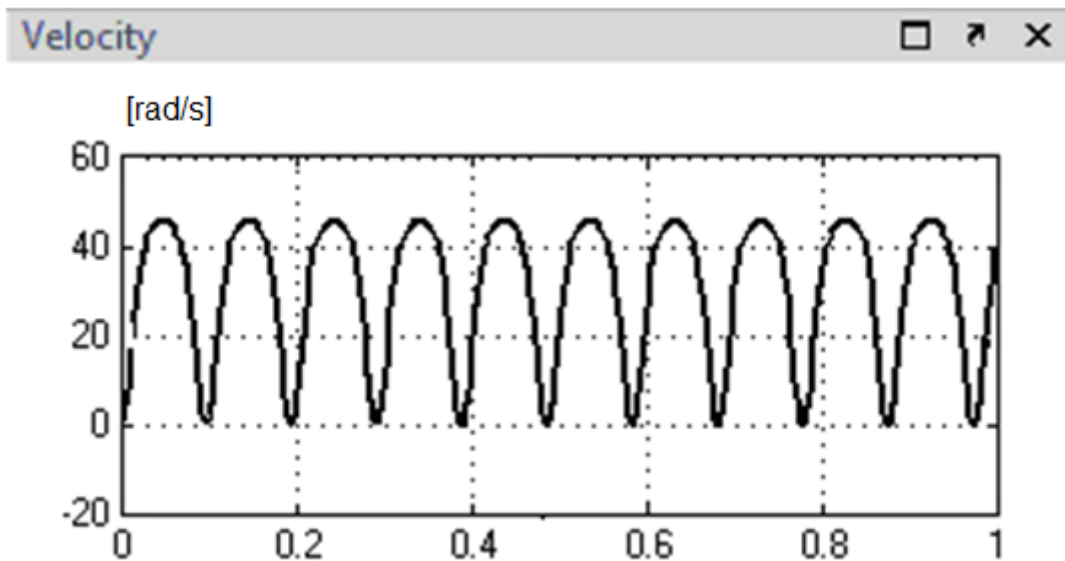
- Повишаването на пропорционалното усилване K_p дава като резултат по-бърза реакция и редуцира процесната променлива до стойности близки (несъвпадащи) до зададената работна точка. В същото време това причинява осцилации в реакцията на системата;
- Повишаването на стойността на диференциалната времеконстанта T_d редуцира осцилациите породени от повишаването на пропорционалното усилване, но все още не коригира невъзможността за достигане на работната точка;
- Понижаването на интегралната времеконстанта T_i регулира процесната променлива до нивото на зададената работна точка. Малките стойности на T_i елиминират разликата с по-голяма скорост. Крайно малките стойности (ненулеви) на T_i могат да причинят интегрални осцилации.

На фиг.2.5 са показани преходните процеси на изменението на налягането и скоростта на вала на изпълнителния хидромотор при стъпално изменение на входния сигнал без ПИД регулатор.



Фиг.2.5. Изменение на пада на налягане и скоростта в хидромотора без ПИД регулатор

На фиг.2.6 е показана настройката на ПИД регулатора при $K_r = K_{r,gr}$; $T_I = \infty$; $T_D = 0$. Използваният метод за настройка и оптимизация е вторият метод на Ziegler-Nichols или метод на критичните параметри.

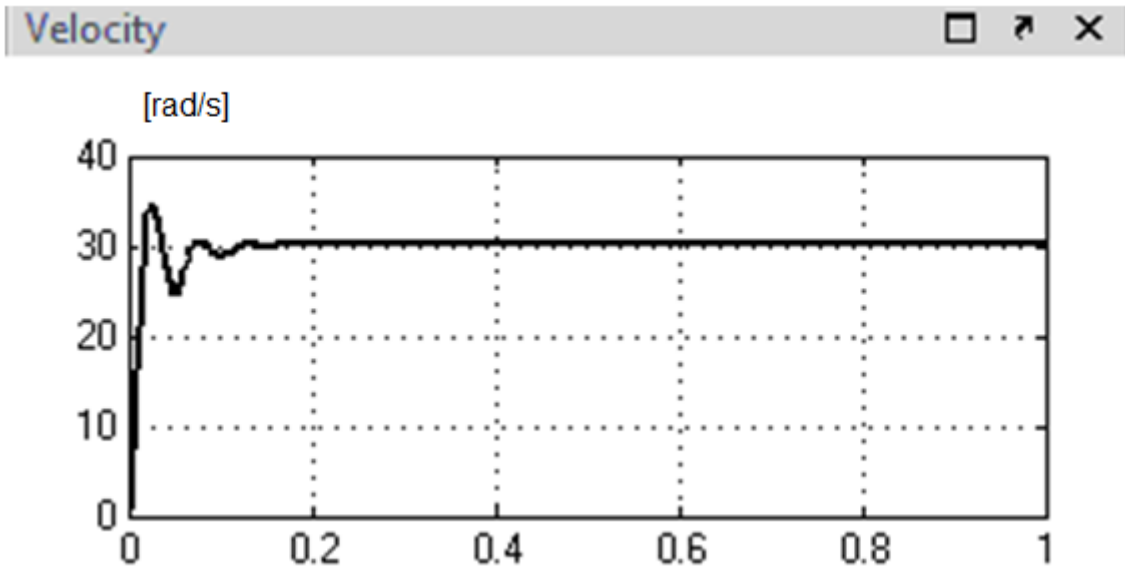


Фиг.2.6. Преходна характеристика на скоростта при достигане на незатихващи колебания

На фиг.2.7 е показана преходната характеристика след настройка на ПИД регулатора с получените коефициенти (виж табл.2.3).

Таблица 2.3: Коефициенти на ПИД регулатора след настройка.

| Вид | K_r | T_I | T_D |
|-----|-------|-------|--------|
| ПИД | 0,263 | 0,05 | 0,0125 |

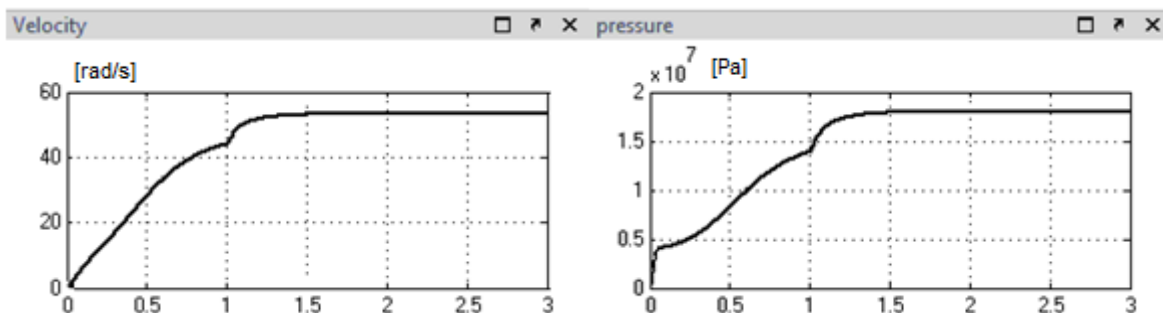


Фиг.2.7 .Преходна характеристика на скоростта след настройка на ПИД регулатора

На фиг.2.8 са показани преходните процеси на изменението на налягането и скоростта на вала на изпълнителния хидромотор при степенчато изменение на входния сигнал след оптимална настройка на ПИД регулатора. Получените коефициенти след оптималната настройка са показани в табл. 2.4. Дроселиращото сечение на товарния дросел е $9.5 \times 10^{-7} [m^2]$.

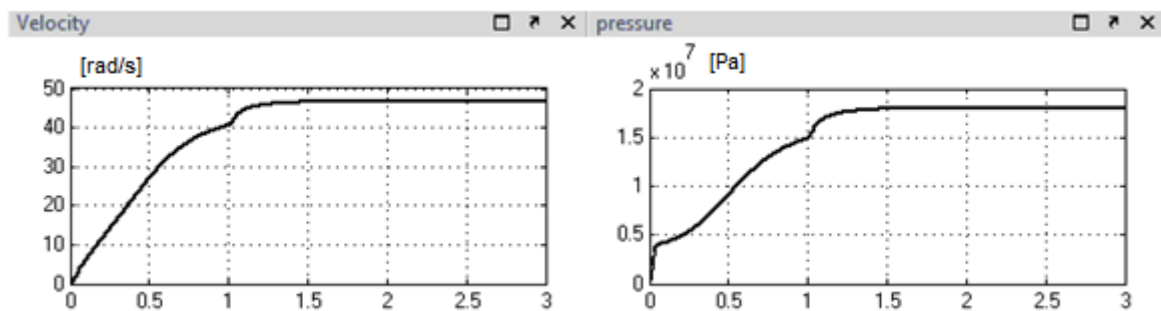
Таблица 2.4: Коефициенти на ПИД регулатора след оптимална настройка.

| Вид | K_r | T_I | T_D |
|-----|----------------------|-------|----------------------|
| ПИД | 1.5×10^{-4} | 0,005 | 1.5×10^{-4} |



Фиг.2.8. Изменение на пада на налягане и скоростта в хидромотора при оптимална настройка на регулатора и сечение на дросела $9.5 \times 10^{-7} [m^2]$.

На фиг.2.9 са показани преходните процеси на изменението на налягането и скоростта на вала на изпълнителния хидромотор при стъпално изменение на входния сигнал след предварителна финна настройка на ПИД регулатора. Дроселиращото сечение на товарния дросел е $8 \times 10^{-7} [m^2]$.



Фиг.2.9. Изменение на пада на налягане и скоростта в хидромотора при оптимална настройка на регулатора и сечение на дросела $8 \times 10^{-7} [m^2]$.

Създаденият нелинеен математичен модел достатъчно точно описва динамичните процеси в електрохидравлична задвижваща система за регулиране скоростта на вала на изпълнителния хидромотор.

Симулационният модел позволява да се изследват и оптимизират динамичните процеси при различни настройки на ПИД регулатора, различни входни въздействия и промяна на параметрите за настройка. Резултатите от симулацията са адекватни на реалните динамични процеси, като някои от наблюдаемите величини могат да се измерят експериментално.

Така разработения математичен модел може да се използва за синтез на оптимални управляващи алгоритми и закони, които по предварително зададени критерии за оптималност да подобрят работата на системата.

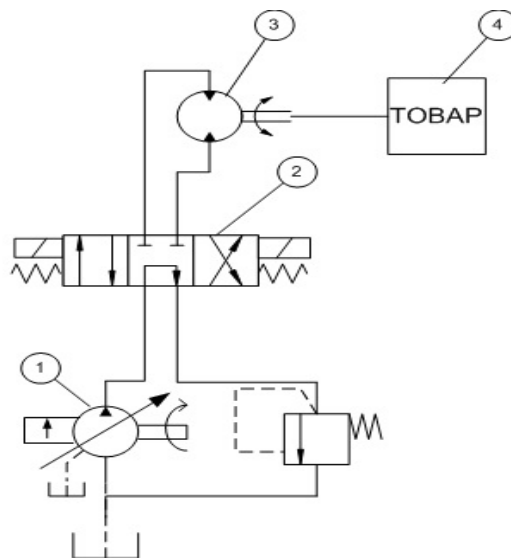
Извършеният теоретичен анализ, демонстриран чрез кривите от фигури 2.8 и фиг.2.9, показва, че създаденият нелинеен математичен модел

достатъчно точно описва динамичните процеси в електрохидравлична задвижваща система за регулиране скоростта на вала на изпълнителния хидромотор.

Друг вариант за регулиране, освен използването на електрохидравличен серво разпределител, е възможността да се замени нерегулируемата хидравлична помпа с фиксиран дебит с регулируема такава. Разглежда се симулационна система чувствителна към товара с регулируема помпа и регулиране по налягане.

Динамичен модел и изследване преходните процеси на чувствителна към товара електрохидравлична задвижваща система с регулируема помпа и регулиране по налягане.

На (фиг. 2.11.) е показана хидравлична система чувствителна към товара с регулируема помпа с регулиране по налягане, която се състои от: 1 – регулируема помпа с регулиране по налягане, 2 – четирипътен трипозиционен разпределител, 3 - хидромотор, 4 – идеален инерционен товар.



Фиг. 2.11. Схема на хидравлична задвижваща система с регулируема помпа.

(1 – регулируема помпа с регулиране по налягане, 2 – четирипътен трипозиционен разпределител, 3 - хидро мотор, 4 – инерционен товар).

Математичен модел на хидраличната система с регулиране по налягане

Динамиката на тази чувствителна към товара хидравлична система (фиг. 2.11.) се описва със следните уравнения:

1.1. Уравнение на агрегата електродвигател - захранваща помпа.

$$J \frac{d\omega_p}{dt} = M_d - M_p$$

(2.30)

където:

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

$M_p = \frac{\pi d^2}{4} R(p_1 - p_2) \text{tg} \gamma \sum_{i=1}^z \sin \varphi_i$ - съпротивителен момент на

регулируемата помпа.

1.2. Уравненията, представящи регулируемата помпа с регулиране по налягане са:

$$Q_p = (q_p / 2\pi)\omega - k_{\text{leak}} \cdot p \quad (2.31)$$

$$M = D \cdot p / \eta_m \quad (2.32)$$

при

$$D = \frac{q_p}{2\pi} = D_{\text{max}} \quad \text{за } p \leq p_{\text{set}},$$

$$D = D_{\text{max}} - K(p - p_{\text{set}}), \quad \text{за } p_{\text{set}} < p < p_{\text{max}},$$

$$D = 0 \quad \text{за } p \geq p_{\text{max}},$$

където :

$$p_{\text{max}} = p_{\text{set}} + P_{\text{reg}}, \quad (2.33)$$

$$K = D_{\text{max}} / (p_{\text{max}} - p_{\text{set}}), \quad (2.34)$$

$$k_{leak} = \frac{k_{HP}}{v \cdot \rho}, \quad (2.35)$$

$$k_{HP} = \frac{D_{max} \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V) v_{nom} \cdot \rho_{nom}}{P_{nom}}, \quad (2.36)$$

$$P = P_P - P_T, \quad (2.37)$$

1.2.1. Утечките в помпата се определят въз основа на предположението, че са линейно пропорционални на разликата в налягането на помпата и може да се изчисли с помощта на формулата на Hagen-Poiseuille:

$$P = \frac{128 \mu l}{\pi d^4} Q_{leak} = \frac{\mu}{k_{HP}} Q_{leak}, \quad (2.38)$$

където:

Q_{leak} - утечки,

d, l - геометрични параметри,

μ - динамичен вискозитет ($\mu = v \cdot \rho$).

Пълните загуби в помпата се определят от математическия модел на Wilson[139]:

$$Q_L = C_S \frac{V_p \Delta P_{SYS}}{2\pi\mu} + Q_{const.}, \quad (2.39)$$

където:

C_S - константа на загубите в ламинарен поток (Предполага се, че този поток на изтичане е ламинарен, защото хлабините в помпата са доста малки.);

$Q_{const.}$ - дебитна константа;

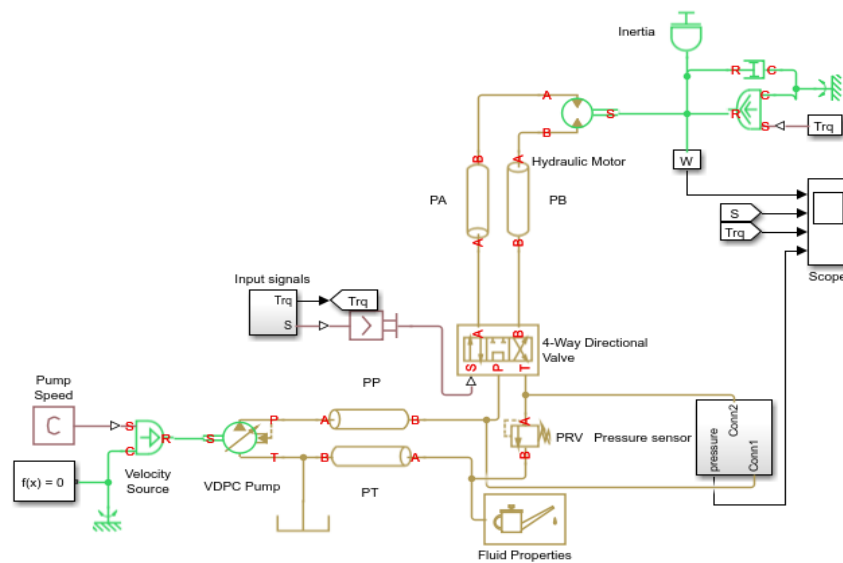
Q_L - пълните загуби.

Константите са опитно установени в [139].

1.2.2. Механичният КПД на помпата в повечето случаи не е наличен в документацията на помпата, поради което той се определя от общия и обемния КПД:

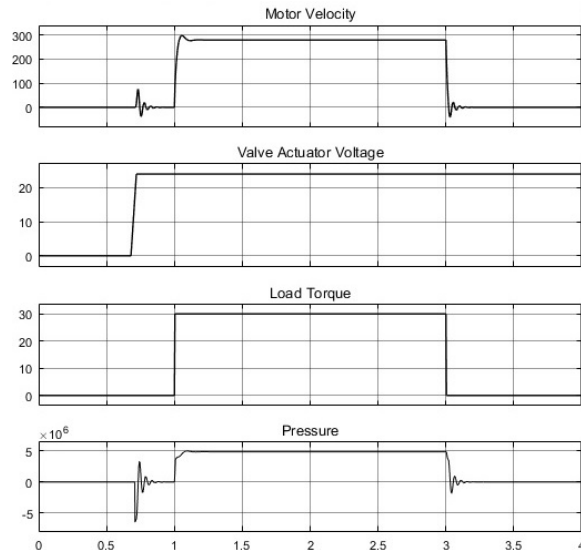
$$\eta_{mech} = \eta_{total} / \eta_V \quad (2.40)$$

Симулационен модел и динамични процеси в електрохидравлична задвижваща система с регулируема помпа и компенсатор на налягането.



Фиг. 2.14. Симулационен модел на задвижваща система с регулируема помпа и регулатор на налягането.

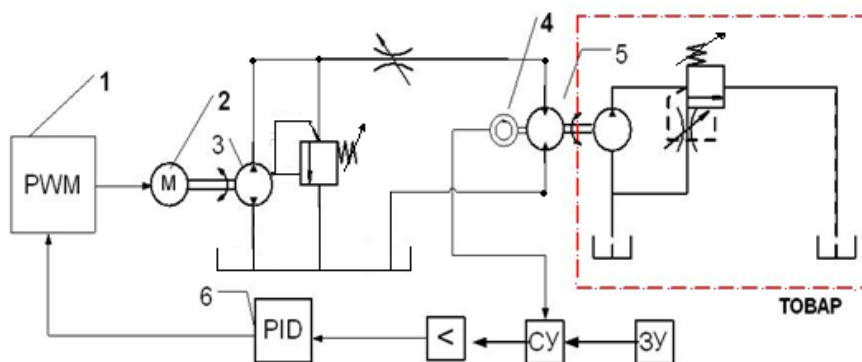
На фиг. 2.15. са показани преходните процеси на изменението на скоростта на вала на изпълнителния хидромотор при отваряне на разпределителя, стъпаловидното изменение на товара и налягането осигурено от помпата.



Фиг. 2.15. Преходни характеристики на изменението на скоростта на вала на изпълнителния хидромотор при отваряне на разпределителя, стъпаловидното изменение на товара и налягането осигурено от помпата.

Симулационният модел позволява да се изследват динамичните процеси при различни входни въздействия и промяна на параметрите за настройка на регулатора на налягане. Резултатите от симулацията са адекватни на реалните динамични процеси, като някои от наблюдаемите величини могат да се измерят експериментално.

Разработване на електрохидравлична система за автоматично управление на скоростта на вала на електродвигател с широчинно-импулсна модулация (ШИМ).



Фиг.2.16. Принципна схема на електрохидравлична задвижваща система с широко-импулсен модулатор (ШИМ).

На фиг.2.16 е показана електрохидравлична система с регулиране на скоростта на хидромотор чрез широчинно-импулсен модулатор (ШИМ), състояща се от: 1 – ШИМ (PWM), 2 – постояннотоков двигател, 3 – захранваща помпа, 4 – тахогенератор, 5 – хидромотор и 6 – PID регулатор.

Регулирането на скоростта на хидромотора се извършва от ШИМ чрез получения от датчика за обратна връзка /тахогенератор/ сигнал, който постъпва в сумиращото устройство СУ, където се сравнява със сигнала от задаващото устройство ЗУ и бива обработен от ПИД регулатора.

Математичен модел на електрохидравлична система за автоматично управление на скоростта на вала на електродвигател с широчинно-импулсна модулация.

Динамичните характеристики на електрохидравличната затворена автоматична система се описват със следните уравнения:

1. Уравнение на постояннотоковия двигател.

Динамиката на ПТ двигател на фиг. 2.17 се описва със следните уравнения:

$$U_a(t) = R_a \cdot i_a(t) + L_a \frac{di_a(t)}{dt} + E(t), \quad (2.41)$$

$$E(t) = K_e \cdot \omega_p(t), \quad (2.42)$$

$$M_d(t) = K_m \cdot i_a(t), \quad (2.43)$$

$$M_d(t) = J \cdot \frac{d\omega_p(t)}{dt} + B \cdot \omega(t), \quad (2.44)$$

където :

R_a – активно съпротивление на ротора [Ω];

L_a – индуктивност на ротора [H];

U_a – входно напрежение [V];

E – електродвижещо напрежение [V];

i_a – ток в ротора [A];

ω_p – ъглова скорост на ротора [rad/s];

M_a – въртящ момент [Nm];

J – масов инерционен момент [kgm²];

B – коефициент на демпфиране [Nms];

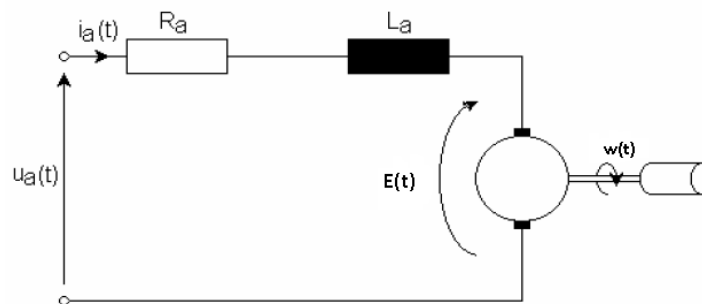
K_e – електрическа константа;

K_m – механична константа.

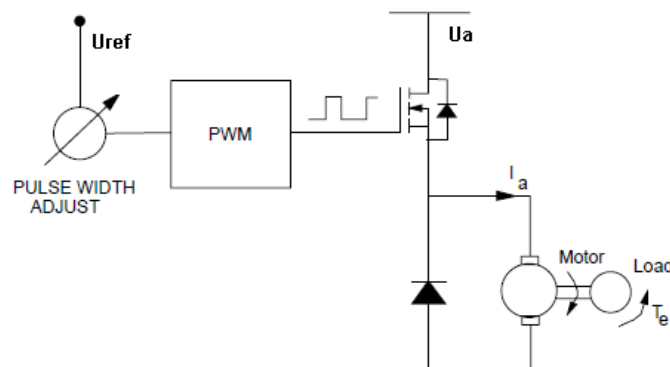
2. ШИМ регулиране на ПТ двигател [46] фиг. 2.18.

Първоначалният ток в двигателя се определя в съответствие с уравнението:

$$L_a \frac{di_a}{dt} + R_a i_a = U_a \quad (2.45)$$



Фиг. 2.17. Принципна схема на постояннотоков двигател.



Фиг. 2.18. Принципна схема на ШИМ регулиране.

Ако съотношението на работния цикъл, регулирано с помощта на (U_{ref}), се представи с (δ), тогава продължителността на импулса ще бъде (δT). В интервала, преди завъртането на ротора, в който тока в мотора нараства, уравнението се записва:

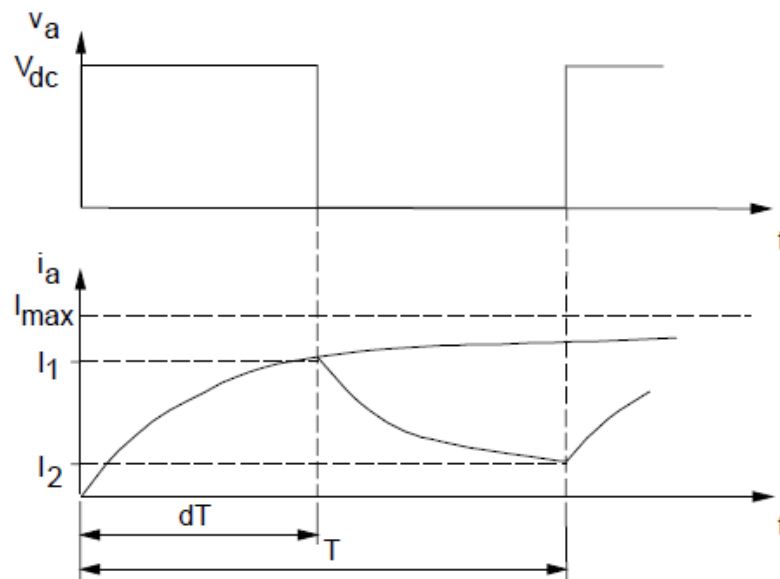
$$i_a = \frac{U_a}{R_a} \cdot (1 - e^{-t/\tau_a}) \quad (2.46)$$

Токът в намотките се увеличава експоненциално, в зависимост от осредненото захранващо напрежение и индукцията. Ако широчината на импулса е близо до времеконстантата на двигателя, тогава токът в края на първия импулс ще достигне близо 60% от максималната си стойност, ($I_{max} = U_a / R_a$).

Това е показано като (I_1) на Фиг. 2.19 За останалата част от работния цикъл токът се определя от уравнението:

$$i_a = I_1 \cdot e^{-(t-\delta T)/\tau_a} \quad (2.47)$$

Щом въртенето започне, се генерира обратно ЕДН, което се изважда от захранващото напрежение. Тогава уравнението добива вида:



Фиг. 2.19. Характеристики на тока при стартиране.

$$L_a \frac{di_a}{dt} + R_a i_a = U_a - E_a \quad (2.48)$$

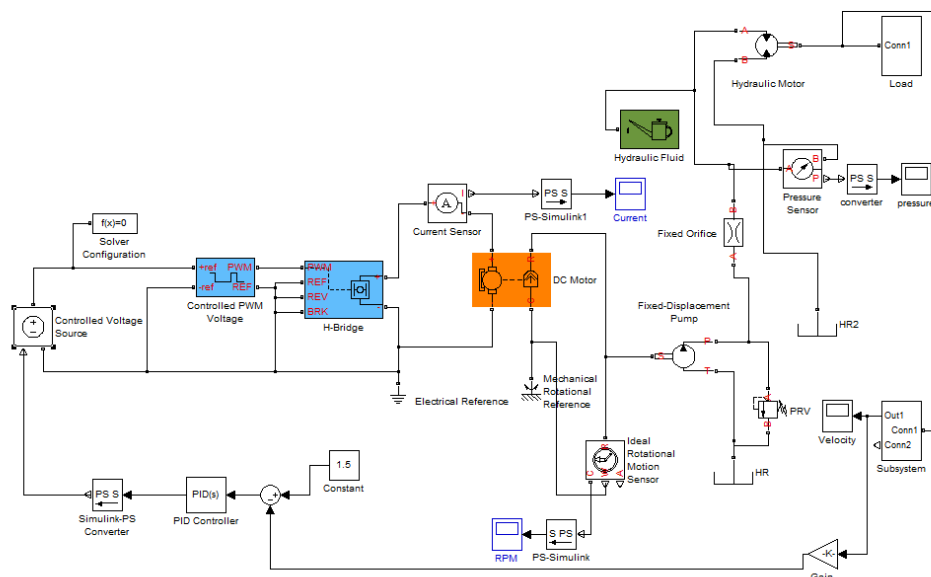
Според изложениия по-горе математичен модел е направен симулационен модел на системата – фиг. 2.20.

За товар е използвана хидравлична помпа, свързана с товарен дросел. На вала на хидравличния двигател е свързан тахогенератор, който осигурява обратна връзка към ПИД регулатор. Широчинно импулсният модулатор изчислява скоростта на електродвигателя, след което я сравнява с предварително зададената скорост и генерира подходящ управляващ сигнал.

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

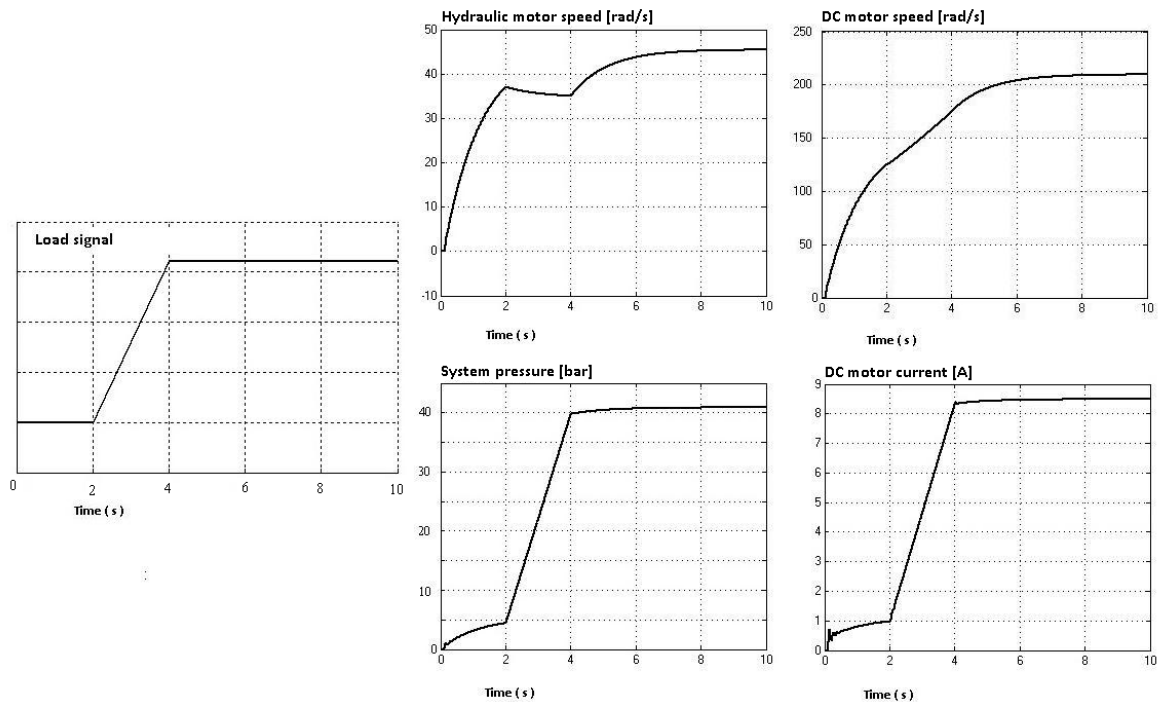
Настройката на ПИД регулатора при $K_r = K_{r,gr.}$; $T_i = \infty$; $T_D = 0$ е направена чрез втория метод на Ziegler-Nichols или метод на критичните

параметри. Направени са симулации с постоянен и променлив (стъпков) товар, показани в няколко графики.



Фиг. 2.20. Симулационен модел на електрохидравлична задвижваща система с широко-импулсен модулатор (ШИМ).

Разработеният симулационен модел позволява да се изследват динамичните характеристики на електрохидравлична задвижваща система с ротационно движение на изпълнителния механизъм. Преходните процеси, получени при различни натоварвания и входни сигнали, позволяват да се направи анализ на поведението на системата и да се оцени влиянието на различните параметри. При използване на ПИД с подходяща настройка се постига чувствително намаляване на установената грешка в системата и подобряване качеството на преходния процес.



Фиг.2.24. Симулирани преходни характеристики в електрохидравличната система при променлив сигнал.

Сравнителен анализ на разгледаните системи

Използването на хидравлични и електрохидравлични системи за задвижване на редица машини и агрегати в индустрията поставя различни изисквания към качеството на работа и точността на работа в статичен и динамичен режим.

В резултат на извършения анализ (фиг.1.7а) на електрохидравличните системи за регулиране скоростта на хидро мотор може да се направи изводът, че най-ниска ефективност има тази с дроселно регулиране въпреки оптимизационната параметъризация на ПИД регулатора. Системата с регулируемата помпа е по-ефективна (1.7б), като помпата е по-сложна, по-скъпа, но способна да извършва различна работа с разнообразни изпълнителни механизми (фиг.2.15). Постояннотоковите двигатели могат да се използват в различни приложения в широка гама от цени и размери. Затова системата с ШИМ управление на постояннотоковия двигател задвижващ нерегулируема помпа е сравнително енергоефективна и по-евтина за реализация (фиг.2.21, 2.22, 2.23 и 2.24). Основната причина за използване на широчинно-импулсна модулация в регулирането на постояннотоковите двигатели е да се избегне прекомерно разсейване на топлината в линейните усилватели. Проблемът от разсейването често води до голямо поглъщане на топлина, в следствие на което и до принудително охлаждане. ШИМ усилвателите значително могат да намалят този проблем,

защото имат много по-висока ефективност при преобразуване на енергията. Освен това входният сигнал може да бъде директно получен от всяка цифрова система без необходимостта от цифрово-аналогови конвертори.

Изводи и констатации.

1. От направените симулации се вижда добро качество на преходния процес без пререгулиране и колебания. Бързодействието на системата е в границите на 2 секунди при различни настройки на ПИД регулатора.

2. Направени са изследвания на динамичните процеси чрез симулиране на съставени математични модели, които позволяват да се изследва работоспособността на електрохидравличните системи за регулиране скоростта на хидро мотор .

3. Разработена е конкретна електрохидравлична система за автоматично управление на скоростта на вала на електродвигател с широчинно-импулсна модулация.

4. Изследвани са енергоефективни системи с управление на постоянно токов двигател със ШИМ регулиране и система с регулируема по налягане помпа. Реализираните симулационни модели дават точна представа за динамичните процесите в различните режими на управление на следящите електрохидравлични системи.

5. Използван е подход за параметрична оптимизация на динамичните характеристики на системата чрез настройка на ПИД регулатор.

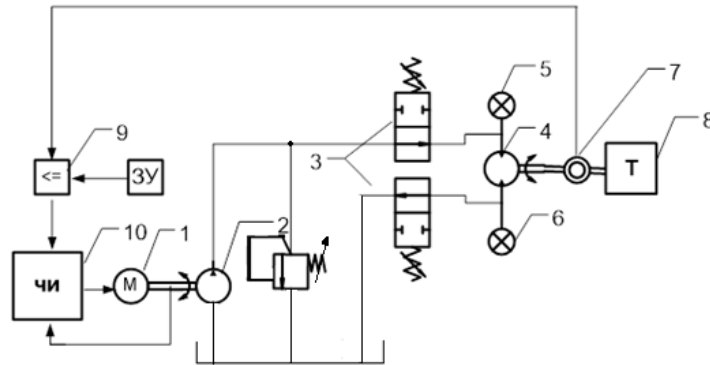
6. Приложението на постоянно токовите двигатели за управление на скоростта на нерегулируеми хидравлични помпи е ограничено, като по-перспективно е използването на асинхронни двигатели.

Глава III:

РАЗРАБОТВАНЕ НА МОДЕЛ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНИТЕ ПРОЦЕСИ НА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНА СИСТЕМА С ЧЕСТОТНО УПРАВЛЕНИЕ НА АСИНХРОННИЯ ДВИГАТЕЛ НА ХИДРАВЛИЧНАТА ПОМПА.

Електрохидравлична система с честотно управление на асинхронния двигател на хидравличната помпа.

На фиг. 3.2. 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.



Фиг. 3.2. Принципна схема на електрохидравлична задвижваща система с честотно управление.

Моделиране на динамичните процеси в затворена автоматична система. Математичен модел на хидравличната част от системата.

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. 3.2.) се описва със следните уравнения:

1.1 Уравнение на агрегата електродвигател - захранваща помпа.

Изполвани са уравнения (2.1).

1.2. Уравнение на дебита на помпата:

Изполвани са уравнения (2.2 – 2.6).

1.3. Уравнения на дебитите през хидромотора с отчитане свиваемостта на работния флуид

Използвани са уравнения (2.16, 2.17, 2.21, 2.22 и 2.23).

1.4. Уравнения на орбиталния хидромотор.

Ъглова скорост и момент на вала на хидромотора

Използвани са уравнения (2.18, 2.19).

1.5. Уравнение за движение на вала на хидромотора (55) :

Използвани са уравнения (2.20).

1.6. Уравнения на товара.

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

Инерционното натоварване при въртеливо движение описваме със следните уравнения :

$$M_l = \int_0^R (2\pi r L \omega r^3) dr = \pi R^2 L \rho \frac{R^2}{2} = \frac{mR^2}{2} = J \omega \quad (3.8)$$

където:

M_l - товарен въртящ момент,

J - инерционен момент,

ω - ъглова скорост,

ρ - плътност,

m, R, L - маса, радиус и ширина на въртящия товар.

1.7. Уравнение на тахогенератора.

Като обратна връзка е използван тахогенератор с уравнение :

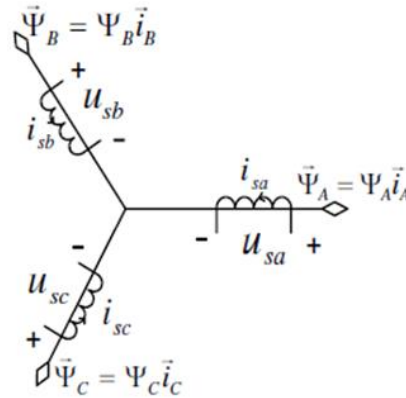
$$U_{tg} = k_{tg} \cdot \omega \quad (3.9)$$

където :

k_{tg} - предавателен коефициент

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.3.3. 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 индуцира в тях ЕДН. Както е показано на фиг.3.3., $\vec{i}_A, \vec{i}_B, \vec{i}_C$ 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 :

$$\Psi_{(t)} = \int (u_s(t) - R i_s(t)) dt, \quad (3.10)$$

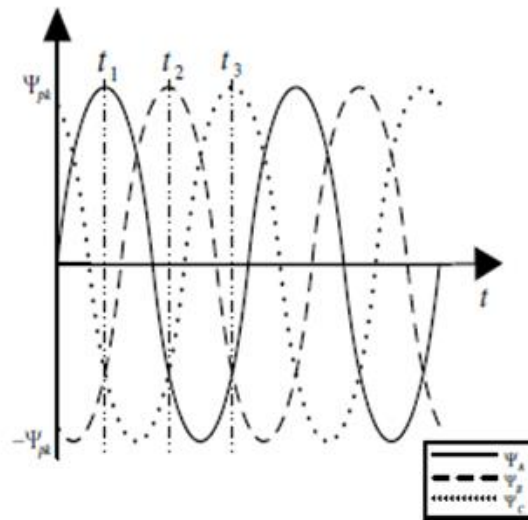
където $u_s(t)$ е приложеното напрежение към всяка намотка, R е съпротивлението на всяка намотка и $i_s(t)$ е тока през всяка намотка. Ако трифазно напрежение се прилага на намотките на статора, т.е.

$$\begin{aligned} u_{sa}(t) &= U_{pk} \sin(360ft + 90^\circ) \\ u_{sb}(t) &= U_{pk} \sin(360ft + 210^\circ) \\ u_{sc}(t) &= U_{pk} \sin(360ft + 330^\circ), \end{aligned} \quad (3.11)$$

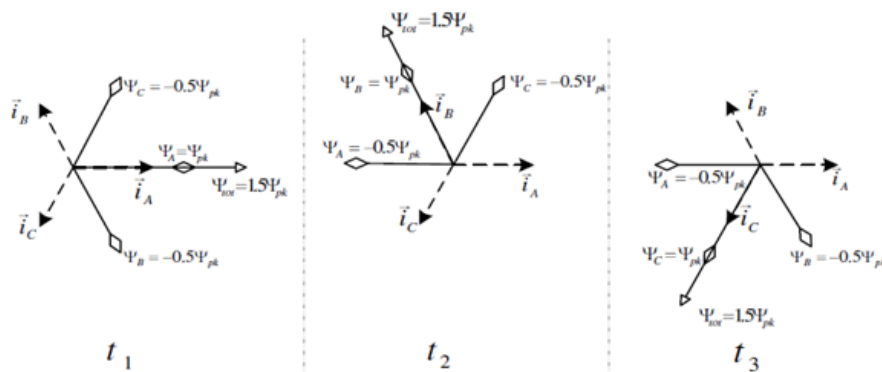
където U_{pk} и f са пиковата стойност и честотата на приложеното напрежение, което ще доведе до фазово изоставане на синусоидалния свързващ поток във всяка фаза на 90° , ако се пренебрегне съпротивлението на намотките, то :

$$\begin{aligned}\Psi_A(t) &= \Psi_{pk} \sin(360ft) \\ \Psi_B(t) &= \Psi_{pk} \sin(360ft + 120^\circ) \\ \Psi_C(t) &= \Psi_{pk} \sin(360ft + 240^\circ).\end{aligned}\tag{3.12}$$

Характеристиките на трите свързващи потока са показани на фиг. 3.4.



Фиг.3.4. Характеристики на величините на свързващия поток.



Фиг.3.5. Характеристики на величините на свързващия поток.

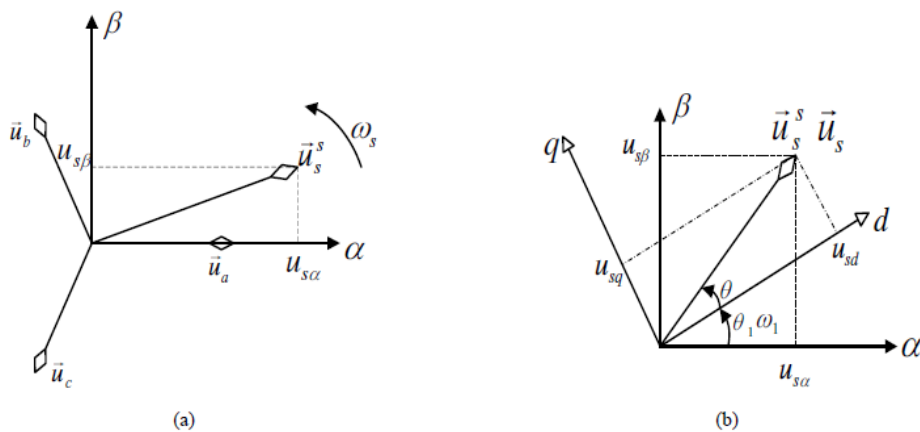
В момента t_1 , Ψ_A достига своята пикова стойност Ψ_{pk} , докато Ψ_B и Ψ_C са минус $\frac{1}{2}$ от пиковата си стойност. Както е показано на фиг .3.5., резултантният поток има същата ориентация с $\vec{\Psi}_A$ и стойност от $1.5\Psi_{pk}$. В момента t_2 , когато Ψ_B достига своя пик, резултантният 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 $\vec{\Psi}_C$.

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 :

$$N_s = 60 \frac{f}{N_p}, \quad (3.13)$$

където :

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



Фиг. 3.6. Трансформации на Кларк и Парк.

Две важни трансформации [148] 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.3.6. (а), 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^s , т.е.

$$\begin{aligned} \vec{u}_s^s(t) &= K(u_{sa}(t) + u_{sb}(t)e^{j\frac{2\pi}{3}} + u_{sc}(t)e^{j\frac{4\pi}{3}}) \\ &= K(u_{sa}(t) - \frac{1}{2}u_{sb}(t) - \frac{1}{2}u_{sc}(t) + j\frac{\sqrt{3}}{2}(u_{sb}(t) - u_{sc}(t))) \\ (3.14) \end{aligned}$$

$$= u_{s\alpha} + ju_{s\beta},$$

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

Това се вижда на фиг .3.6.(а), 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 :

$$\begin{bmatrix} u_{s\alpha} \\ u_{s\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2}{3} & -\frac{1}{3} & -\frac{1}{3} \\ 0 & \frac{1}{\sqrt{3}} & -\frac{1}{\sqrt{3}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_{sa} \\ u_{sb} \\ u_{sc} \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$$\begin{bmatrix} u_{sa} \\ u_{sb} \\ u_{sc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} \\ -\frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_{s\alpha} \\ u_{s\beta} \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

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 променливотокова 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. 3.6.(b), пространственият вектор на тока е показан като \vec{u}_s^s в $\alpha\beta$ -система и като \vec{u}_s^d в dq -система.

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

$$(3.17) \quad \vec{u}_s^s = \left| \vec{u}_s^s \right| e^{j(\theta+\theta_1)} = \left| \vec{u}_s^s \right| e^{j\theta} e^{j\theta_1} = \vec{u}_s^d e^{j\theta_1}$$

$$(3.18) \quad \vec{u}_s^d = \vec{u}_s^s e^{-j\theta_1}$$

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^d като:

$$\vec{u}_s^s = u_{s\alpha} + ju_{s\beta}$$

$$\vec{u}_s^d = u_{sd} + ju_{sq}, \quad (3.19)$$

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

$$e^{j\theta_1} = \cos\theta_1 + j\sin\theta_1$$

$$e^{-j\theta_1} = \cos\theta_1 - j\sin\theta_1, \quad (3.20)$$

то уравнения (3.19) и (3.20) могат да се запишат в матричен вид като :

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

$$\begin{bmatrix} u_{s\alpha} \\ u_{s\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\sin\theta_1 \\ \sin\theta_1 & \cos\theta_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_{sd} \\ u_{sq} \end{bmatrix}. \quad (3.21)$$

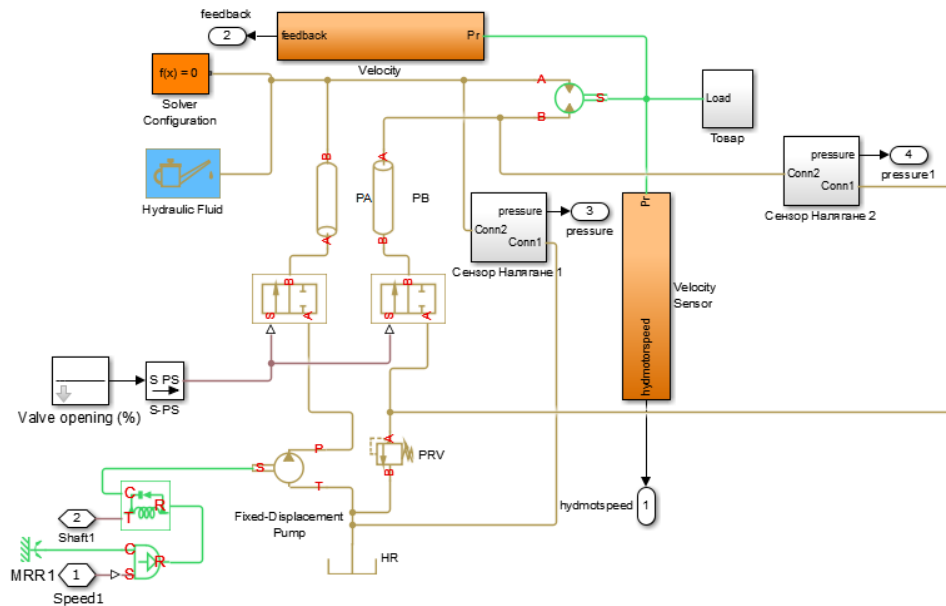
Симулационен модел на електрохидравлична система с честотно управление на асинхронния двигател на хидравличната помпа.

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.

При съставяне на модела утечките в хидравличната помпа и мотора се пренебрегват.

На фиг.3.7. е показана 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®.

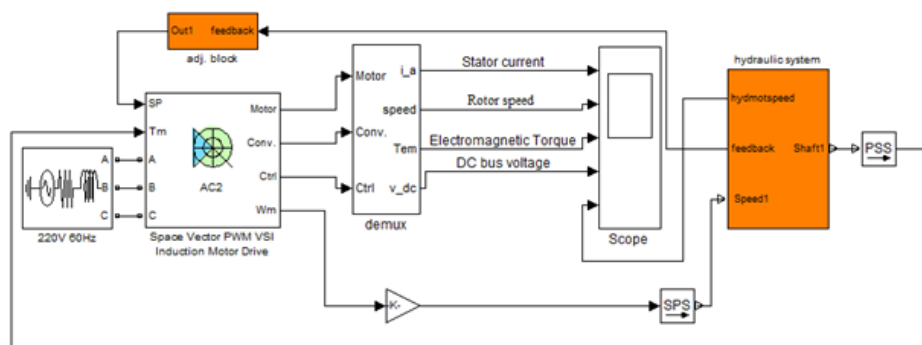


Фиг. 3.7. Симулационен модел на хидравличната подсистема.

Симулационен модел на електрическата част от системата.

Симулационният модел на електрическата част е разработен в средата на програмата Matlab Simulink®, библиотека SimElectronic®. Блоковата схема на модела е представена на фиг.3.8

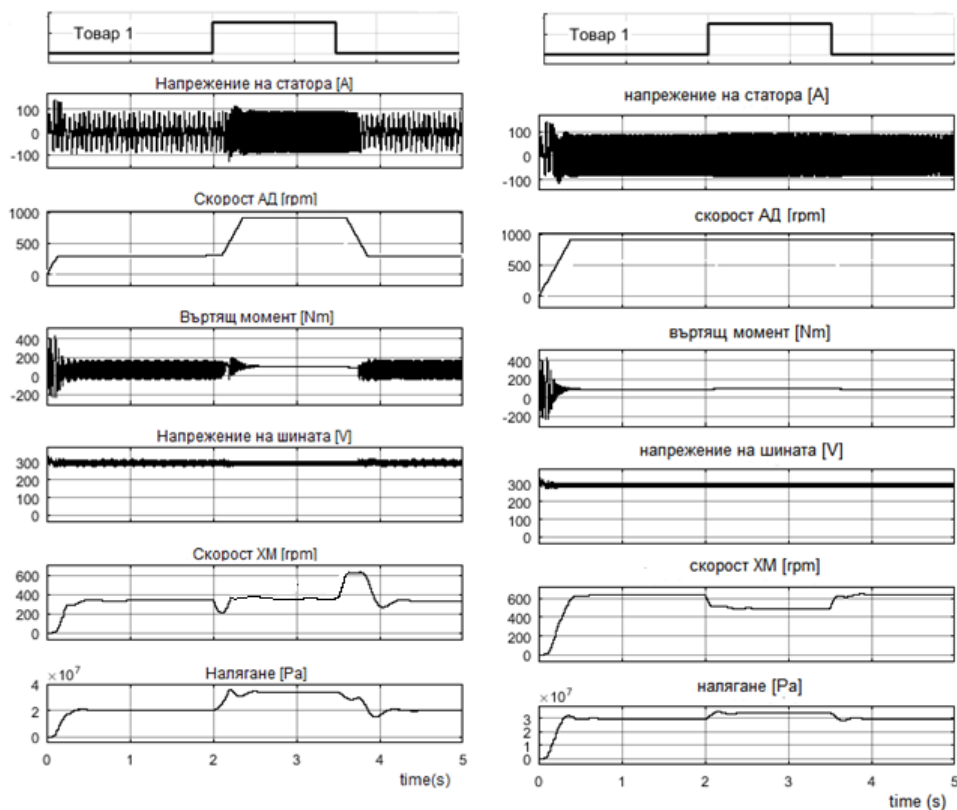
Симулационен модел на електро-хидравлична система с векторно управление



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 хранваща помпа чрез регулиране оборотите на електродвигателя.

На фиг. 3.14. са показани преходните процеси на изменението на електрическия ток, скоростта на вала и електромагнитния момент на асинхронния двигател, скоростта на вала на хидравличния мотор, налягането в системата и товарния момент. 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.



Фиг. 3.14. Симулирани преходни характеристики в електрохидравличната система

Изводи и констатации.

1. Разработена е електрохидравлична система с честотно управление на асинхронния двигател. Създадената система притежава много добри динамични характеристики, а чрез подходяща настройка на ПИД регулатора се постига много добро качество на взаимодействие на системата. Резултатите от извършеното аналитично изследване доказваха широките перспективи за реализацията и приложението на този тип системи в практиката.
2. Изведените математически модели и разработеният в средата на програмния продукт Matlab симулационен модел предоставят възможност за цялостно изследване и оптимизиране на динамичните характеристики на електрохидравлична задвижваща система с ротационно движение на изпълнителния механизъм.
3. Разработената схема с обратна връзка от изпълнителния орган дава реализира възможността за регулиране на мощност в зависимост от товара (система чувствителна към натоварването).
4. Предложената адаптивна структура за управление реализира намаляване оборотите на асинхронния двигател при липса на товар (фиг.3.14) и увеличаването им зависи от големината на товара. Това е свързано с промяна на консумираната енергия от асинхронния двигател.

Глава IV:

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНА ЗАДВИЖВАЩА СИСТЕМА С ЧЕСТОТНО УПРАВЛЕНИЕ НА АСИНХРОНЕН ЕЛЕКТРОДВИГАТЕЛ ЗАДВИЖВАЩ НЕРЕГУЛИРУЕМА ХИДРАВЛИЧНА ПОМПА

Разработване на експериментален стенд за изследване на динамичните характеристики на електрохидравлична система с честотно управление на асинхронния двигател, задвижващ нерегулируема хидравлична помпа.

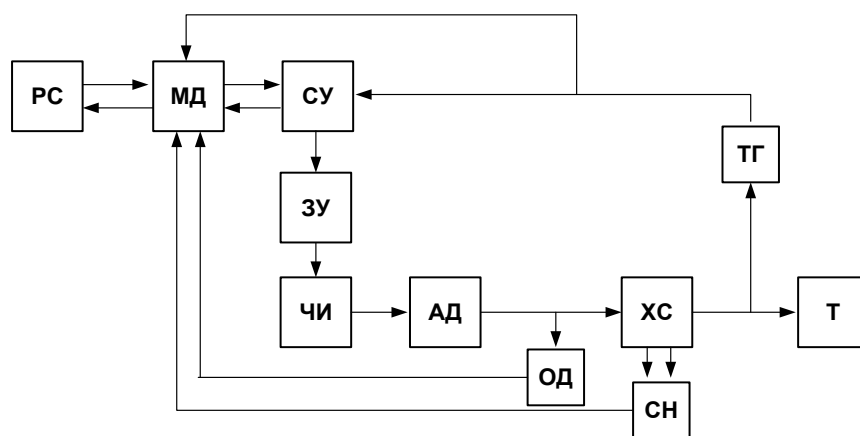
Експерименталната апаратура представлява електрохидравлична задвижваща система с честотно управление на асинхронен електродвигател, задвижващ нерегулируема хидравлична помпа.

Структурна схема на експерименталния стенд за изследване на динамичните характеристики на електрохидравлична система с честотно управление на асинхронния двигател, задвижващ нерегулируема хидравлична помпа.

За целите на експеримента е разработена експериментална система, структурната схема на която е показана на фиг. 4.2. Към модула за данни

МД постъпват сигналите от всички датчици ТГ, ОД и СН, където се визуализират от компютър РС.

Сравняващото устройство (СУ) обработва сигнала от тахогенератора ТГ (работи като обратна връзка) и подава подходящ управляващ режим през задаващото устройство ЗУ към честотния инвертор ЧИ, който от своя страна регулира скоростта на АД асинхронния двигател. Скоростта на изпълнителния орган в ХС хидравличната система зависи от това дали има товар, като сигнал за това се формира от тахогенератора.



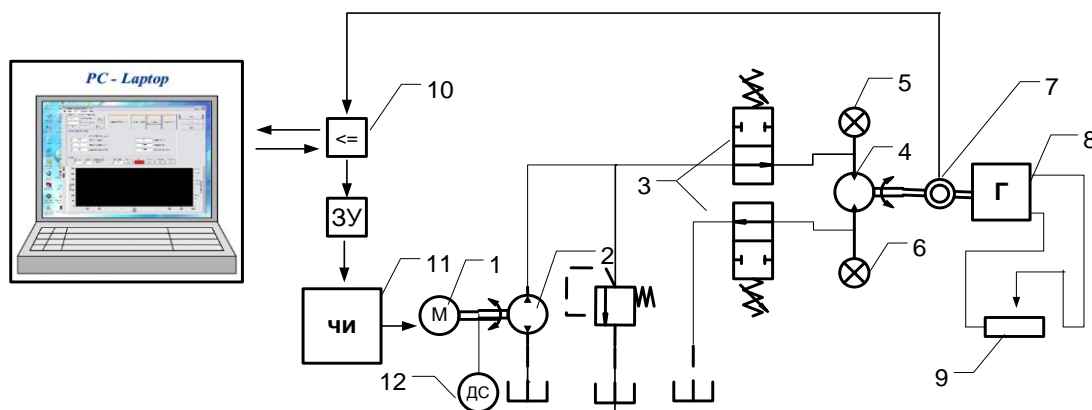
Фиг. 4.2. Структурна схема на експерименталната система.

РС – Персонален компютър, МД- Модул за събиране и обработка на данни, СУ- Сравняващо устройство, ТГ- Тахо-генератор, ЗУ- Задаващо устройство, ЧИ – Честотен инвертор, АД – Асинхронен двигател, ХС – Хидравлична система, Т – Товар, СН – Сензори за налягане и ОД – Оптичен датчик.

За експериментални изследвания на електрохидравлични позициониращи системи е конструиран и изработен експериментален стенд, схемата на който е показана на фиг. 4.3. Той е разработен специално за изследване и оптимизация на динамичните процеси в електрохидравличните системи. Върху него могат да се заснемат динамичните характеристики на електрохидравличната система при различни по характер входни въздействия и различен тип натоварващи сили.

Управлението на експерименталния процес, събирането и съхранението на експерименталните данни, се извършва автоматизирано с помощта на персонален компютър и съответна интерфейсна платка. За целите на измерването е направен специален софтуер, който осъществява комуникацията между компютъра, интерфейлната платка и измервателните и управляващи елементи.

Програмата за потребителска настройка на интерфейлната платка е реализирана на езика за програмиране Freeduino / Arduino. Той е базиран на C / C ++ и позволява да се използват неговите функции. Софтуерът се преобразува в C / C ++ и след това се компилира от компилатора AVR-GCC. Всъщност се използва вариантът C / C ++, специализиран за AVR микроконтролери. Получава се среда за разработка и набор от основни библиотеки, които опростяват достъпа до периферния микроконтролер.



Фиг.4.3. Принципна схема на експериментален стенд за изследване на електрохидравлична задвижваща система с честотно управление на асинхронен електродвигател, задвижващ нерегулируема хидравлична помпа.

(1-Асинхронен двигател; 2-Хидравлична помпа; 3-Бързодействащи ON-OFF клапани; 4-Хидравличен мотор; 5-Датчик налягане на входа; 6-Датчик налягане на изхода; 7-Тахогенератор; 8-Генератор; 9-Натоварващ реостат; 10-Изчислителна платка; 11-Честотен инвертор и 12-Датчик за скорост).

Принцип на действие на експерименталния стенд.

Задаващото устройство (ЗУ) подава входен сигнал чрез два многоходови потенциометъра към честотния инвертор (ЧИ), който управлява асинхронния двигател (АД). Хидравличната система (ХС) задвижва хидравличния двигател (4), натоварен с генератора (Г). Сигналят от тахогенератора (ТГ) постъпва едновременно към модула за събиране и обработка на данни (МД) и към сравняващото устройство (СУ). Последното сравнява двата сигнала от напрежението на задаващото устройство (в границите от 0 до 5V) и напрежението, идващо от тахогенератора. Тахогенераторът работи като обратна връзка.

Разликата между тези напрежения се обработва от СУ и в зависимост от това дали хидравличната система е натоварена или не, формира управляващ сигнал към задаващото устройство и съответно към честотния инвертор, който регулира скоростта на индукционния двигател, задвижващ изпълнителния орган на хидравличната система. От задаващото устройство можем ръчно да зададем потребителски настройки за скоростта на изпълнителния механизъм в зависимост от натоварването на системата. При липса на товар СУ избира минимални обороти на изпълнителния механизъм (хидравличния мотор) и привежда системата в режим готовност. При натоварване на системата падат оборотите на хидромотора и сигналят от свързания към него тахогенератор постъпва в СУ, което изчислява и променя чрез предварително зададените от ЗУ параметри, като привежда хидравличната система в работен режим (оборотите необходими за да се извърши работата от изпълнителния механизъм). В момента в който натоварването на система приключи, СУ привежда системата в режим готовност (минималните необходими обороти за режима).

В процеса на работа сигналите, подавани от сензорите за налягане СН, оптичния датчик ОД, тахогенератора ТГ и входния сигнал от задаващото устройство ЗУ се подават към модула за данни МД. Оттам сигналите

постъпват на входа на модула NI USB-6210, като се свързват на неговите аналогови входове. Сигналите от ТГ и СН, които са аналогови се преобразуват в цифров вид. На цифровия вход на модула се подава сигналът от оптичния датчик ОД. Данните от модула постъпват в компютър през серийния порт RS232 за по-нататъшна обработка. Тази обработка включва: записване на данните във файл, обработка и графично визуализиране.

Модулът СУ представлява едно изключително удобно и същевременно достатъчно мощно средство за измерване и управление, събиране, обработка и обмен на данни. По същество това е една завършена микропроцесорна система с допълнителни аналогово-цифрови и цифрово-аналогови преобразуватели, RS232/RS485 интерфейси. Настоящият модул представлява вътрешна аналогово-цифрова платка. В него са заложени елементи, които осигуряват значително по-добри параметри, гъвкавост и широка област на приложения - както във връзка с персонален компютър, така и като самостоятелно устройство.

Модулът за събиране и обработка на данни МД (NI USB-6210) и тяхното графично визуализиране улеснява потребителя при първоначалното включване на външни сигнали към системата с помощта на разглобяема връзка чрез клеми. Последните са надписани с имената на сигналите, които носят. Надписът GND се отнася към аналоговата земя, за разлика от DGND, който е цифровата земя, изведена само на една клема. Модулът дава възможност за монтиране на допълнителни пасивни елементи на пътя на аналоговите сигнали. По този начин могат да се реализират RC-филтри или делители или да се измерват токови сигнали. Към него се подават сигналите (U, i) от всички датчици. Той осъществява интерфейса с АЦМ (аналогово-цифров модул). В МД има възможност за филтриране с R-C филтри на съответните входни сигнали.

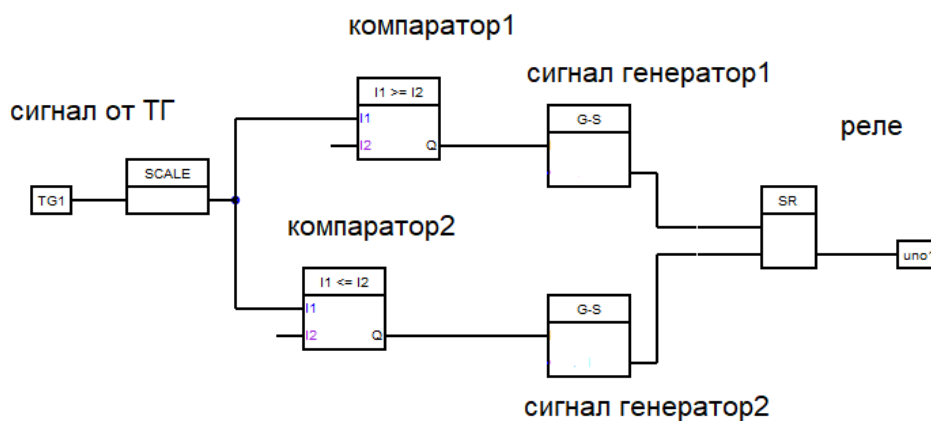
Аналого-цифров модул СУ Arduino Uno Rev.3 - микроконтролерна развойна платка, изградена с ATmega328P – преобразува аналоговите

сигнали (до 5V) и чрез серийния порт RS 232 ги подава към персоналния компютър (PC). Той има автономно захранване, 14 цифрови входно-изходни (I/O) порта, 6 аналогови входа, 16 MHz кварцов резонатор

Сигналът от оптичния датчик за скорост (ОД), който работи на фибро-оптичен принцип, се подава на усилвателя ОВ5013, който го усилва до необходимата степен и го подава към Т.П. За филтриране на високочестотните колебания в самия датчик се използва R-C филтър

Датчиците за налягане (ДН1, ДН2) преобразуват входния сигнал (налягане) в пропорционален изходен сигнал (електрическо напрежение) и го подават към МД.

Комуникацията между СУ, РС и ЧИ се осъществява със специално написания за целта софтуер. Данните, подавани на всеки канал, се записват в специални скеч файлове. По-нататъшната обработка и настройки се извършват с помощта на програмата Arduino IDE. На фиг. 4.4 е показано схематично работата на програмата.



Фиг.4.4. Схематична диаграма на програмата, обработваща сигнала от тахогенератора.

Сигналът от тахогенератора постъпва на аналоговия вход на СУ, където се превръща в цифров, и се сравнява с предварително зададените параметри за регулиране на системата от два компаратора 1 и 2.

В зависимост от логическите настройки се формира цифров сигнал от генераторите 1 и 2 към превключващото реле или в случая ЗУ задаващото устройство.

Компараторите 1 и 2 могат да се настройват бързо и лесно от потребителя с помощта на РС.

Задаващото устройство (ЗУ) подава входния сигнал към ЧИ от сравняващото устройство (СУ). Последното сравнява двата сигнала - от задаващото устройство (в порядъка от 0 до 5V) и идващ от тахогенератора сигнал. Той работи на индуктивен принцип, а сигналът му се филтрира през съответния RC филтър. ТГ играе роля като датчик на обратната връзка, която е електрическа. Разликата между тези сигнали се обработва от сравняващото устройство (СУ), като се изчислява подходящия за нуждите на системата управляващ сигнал и се подава към честотния инвертор (ЧИ).

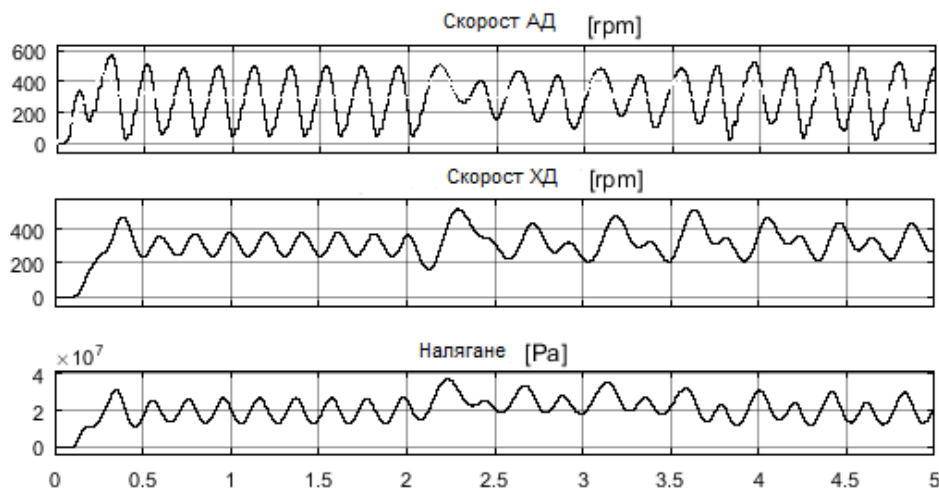
Честотният инвертор е реализиран на базата на транзисторните честотни преобразуватели и е предназначен за управление на скоростта на стандартни трифазни асинхронни двигатели. Те работят на принципа на двойно преобразуване на електрическата енергия AC-DC-AC, при което двигателят се захранва с управляемо по честота и амплитуда трифазно напрежение. Честотните преобразуватели са реализирани при използване на съвременна електронна база с висока степен на интеграция, мощни IGBT транзистори в силовата част и микропроцесорно управление. Наличието на клавиатура и дисплей значително облекчават обслужването. Чрез клавиатурата има възможност за настройка на параметрите на преобразувателя в зависимост от типа и параметрите на управлявания двигател и изискванията към устройството, което ще бъде задвижвано.

Управлението на скоростта на двигателя става чрез регулиране както на изходното напрежение, така и на изходната честота. Реализира се двузонно регулиране до номинална честота (50Hz) при запазване на въртящия момент на ел.двигателя и над 50Hz при запазване на мощността

на двигателя. Според закона на регулиране той е от тип ПИ и има възможност за регулиране на усилването на всяка една от трите съставлящи – П и И. От регулатора се подава сигнал към асинхронния двигател.

Експериментални изследвания на динамичните процеси в електрохидравлична задвижваща система с честотно управление на асинхронен електродвигател, задвижващ нерегулируема хидравлична помпа процеси

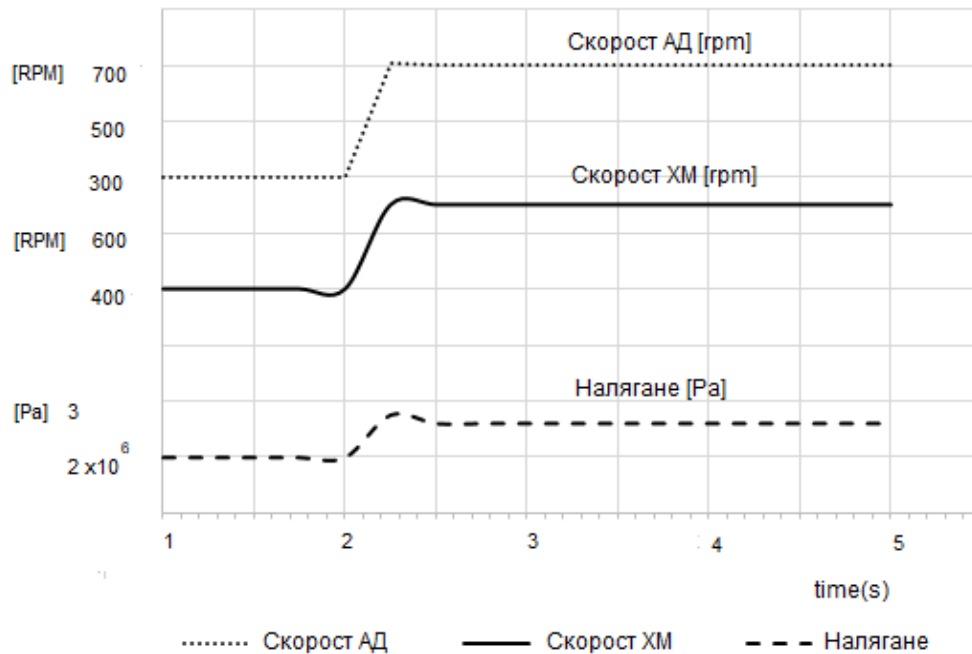
На фиг. 4.5. – 4.10. са показани типови експериментално заснети динамични процеси от създадения стенд на електрохидравлична задвижваща система с честотно управление на асинхронен електродвигател, задвижващ нерегулируема хидравлична помпа.



Фиг. 4.5. Експериментален преходен процес в електрохидравлична система с товар и ПИД регулатор със случайна настройка

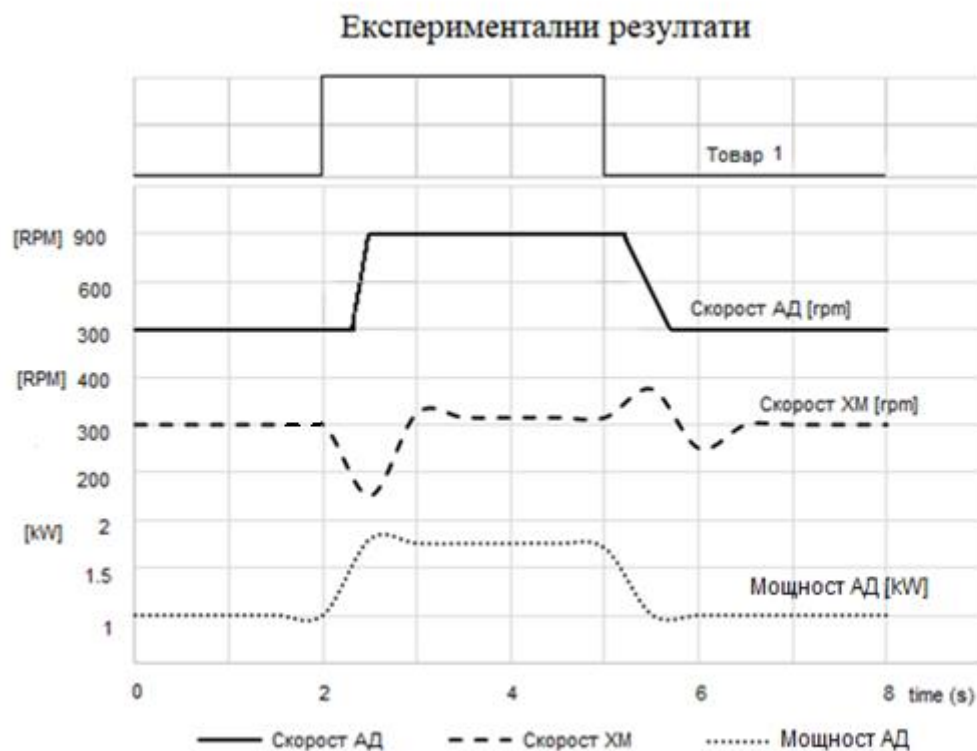
На фиг.4.5. са показани част от динамичните процеси в системата, показващи реакцията на системата при произволна настройка на ПИД регулатора. Наблюдават се незатихващи колебания в скоростта на АД, ХД и налягането в системата, което показва, че системата е неустойчива.

Експериментални резултати



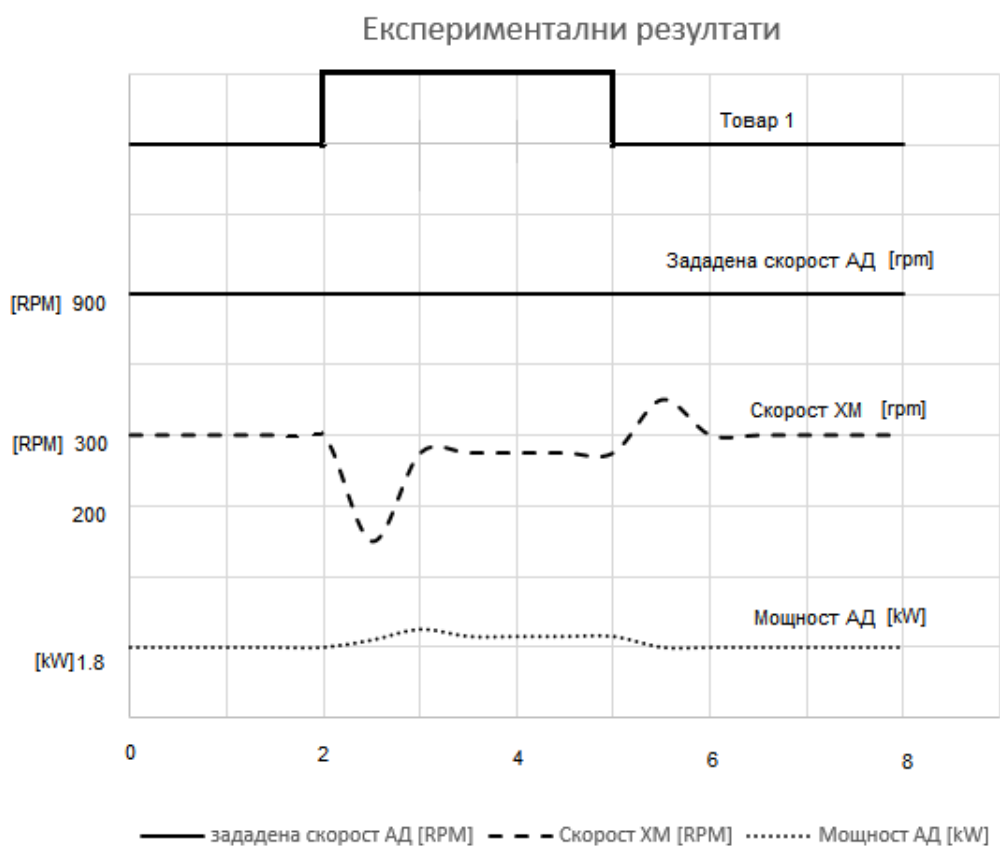
Фиг. 4.6. Експериментален преходен процес в електрохидравлична система без товар при рампово входно задаващо въздействие.

При ненатоварен хидромотор и рампово входно въздействие (фиг. 4.6.) се наблюдава преходен процес в рамките на 0,4 s при изменение на скоростта на хидро мотора и налягането в системата. Пререгулирането е по-малко от 5%, което показва добри динамични качества в системата.



Фиг.4.7. Експериментален преходен процес в електрохидравлична система с обемно регулиране чрез промяна на оборотите на АД с ЧИ при степенчато натоварване.

На фиг. 4.7. и фиг. 4.8. е показан експериментален преходен процес в системата при товари с еднаква стойност (приложени във 2-та секунда на процеса). На фиг.4.7. се наблюдава 0,2-0,3 s закъснение на времето за реакция на сравняващото устройство. Това закъснение е вследствие на настройката на датчика за скорост, като СУ реагира при достигане на долната граница 200 rpm на скоростта на хидромотора при появата на товар в системата. При отнемане на товара в 4-тата секунда на процеса имаме отново същото закъснение на времето за реакция вследствие на достигане на горната граница за регистриране на пиковете в скоростта на хидромотора 350 rpm, което е знак, че системата не е натоварена. Мощността на АД при липса на товар е около 0.9 kW, докато при появата на товар се повишава до около 1.8 kW.



Фиг. 4.9. Експериментален преходен процес в електрохидравлична система с дроселно регулиране при степенчато натоварване.

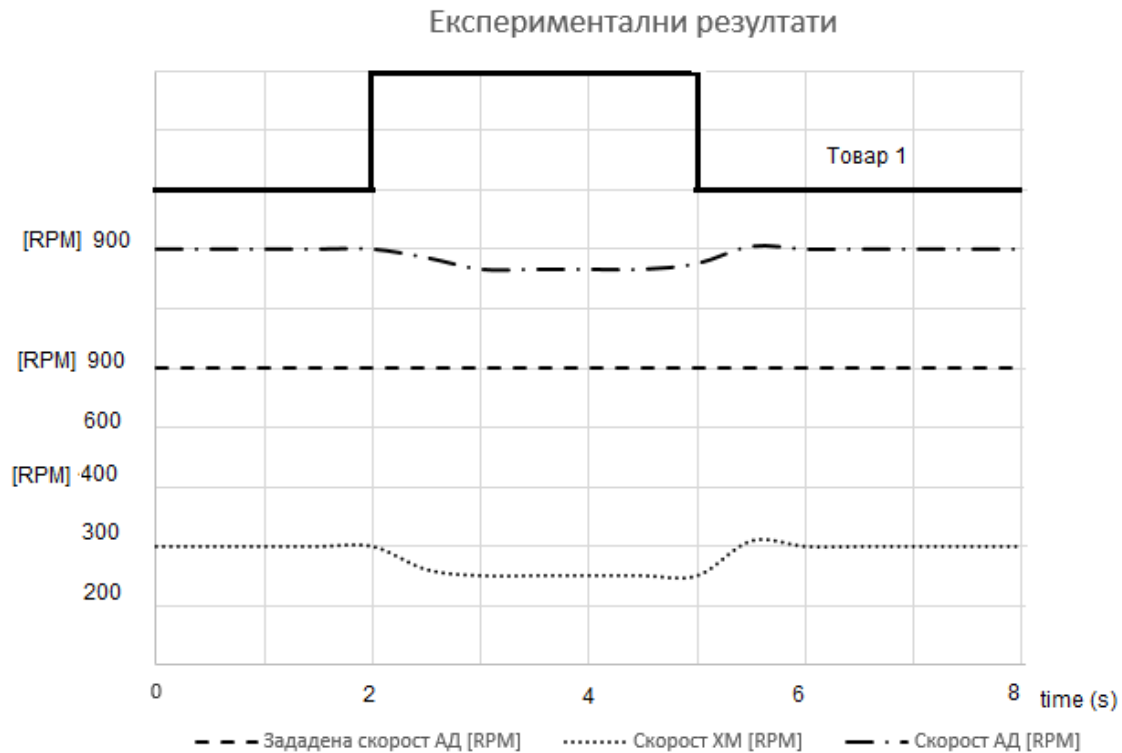
На фиг.4.9. при дроселно регулиране на системата зададената скорост на АД е постоянно 900 rpm. Мощността на АД също е почти постоянна по време на преходния процес 1.8 – 2.1 kW.



Фиг. 4.10. Експериментален преходен процес в електрохидравлична система с обемно регулиране чрез промяна на оборотите на АД с ЧИ и ПИД регулатор при увеличен степенчат товар.

На фиг.4.10, където товарът е с по-голяма стойност отколкото може да се поеме от системата със така зададената мощност (2-та до 4-тата секунда), може да се види, че системата не може да поддържа зададената скорост на хидро мотора - 300 rpm.

Това се компенсира чрез потенциометъра за потребителска настройка от ЗУ на фиг. 4.3., като се увеличават оборотите на асинхронния двигател от 900 на 1100 rpm.



Фиг.4.11. Експериментален преходен процес в електрохидравлична система с дроселно регулиране при степенчатото входно задаващо въздействие

На фиг. 4.11 са показани експериментално снетите преходни процеси при степенчатото входно въздействие на отворената електрохидравлична система, т.е с дроселно регулиране. Наличието на товар изменя характера на динамичните процеси и съответно скоростта на хидравличния двигател. Скоростта на асинхронния двигател почти не се променя, т.е. няма пестене на енергия. Зададената скорост е постоянна - 900 rpm. Вижда се, че при зададения товар скоростта на ХМ се различава от зададената стойност.

Оценка енергийната ефективност на системата.

Подхода за оценка на енергийната ефективност е чрез измерване и сравнение на консумираната електрическа мощност от АД задвижващ зъбната помпа.

Показани са експериментални и симулационни изследвания които са направени за система с честотно регулиране на ел.двигател-захранваща помпа с дроселно регулиране при различни товари. Показаните (фиг. 4.5. и 4.9) експериментално снети преходни процеси при различно натоварване на затворената електрохидравлична система са с обемно регулиране чрез промяна на оборотите на АД с ЧИ, като към системата е включен и ПИД регулатор за оптимизиране на динамичните процеси, който е настроен по метода на Зегер-Николс. Параметрите, по които се извършва параметрична оптимизация на електрохидравличната следяща система са с конкретните стойности $K_p = 150$, $K_i = 2000$ и $K_d = 0$. Пестенето на енергия (фиг.4.9 и 4.10) е от 50% по-малката мощност при работата на асинхронния двигател при липса на товар (0,9 kW – 1,8 kW). Електрохидравличната система в този режим на работа може да се настрои предварително спрямо даден товар, така че да се пести максимално използваната мощност на АД (оборотите достатъчни за извършване на работата и режим на готовност с минимални такива). Преходният процес на фиг.4.5. е с пререгулиране и колебания, които са нежелателни за работата на една позиционираща или следяща система.

Така създаденият стенд за оптимизация на динамични изпитания на електрохидравлични системи работи успешно. Чрез него могат да се правят различни схеми и натоварвания и напълно автоматизирано да се записват изходните характеристики във вид на цифров файл или графично, като данните могат да се визуализират или използват за други връзка с други софтуерни продукти. Създаденият софтуер е уникален и може да се използва и за друг тип изследвания и оптимизация на хидравлични системи – независимо от това дали са статични или динамични.

Резултати и анализ

По разработената методика са проведени експериментални изследвания, а някои обобщаващи резултати заедно с резултатите от

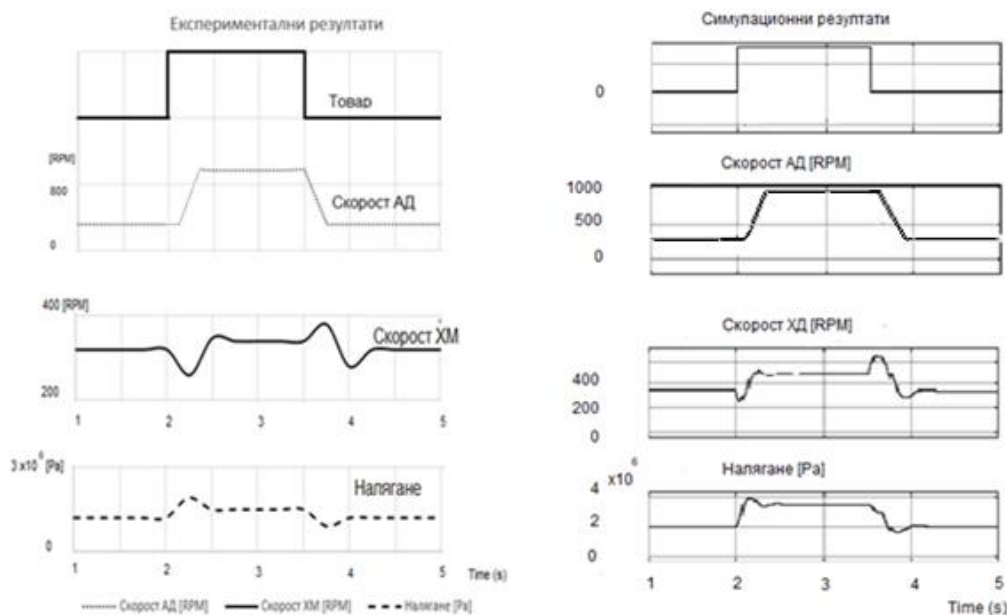
симулационния модел са показани на фиг.(4.12.). Както се вижда от фигурата преходния процес протича без съществени колебания с минимално пререгулиране. Това показва устойчивостта на системата в динамичен режим на работа, моделиран в условия близки до експлоатационните

Времето за реакция при появата на товар в системата е около 0,2 секунди. Долната граница на скоростта на ХМ, при която СУ е настроено да промени оборотите на АД, е 250 rpm, а горната е 350 rpm. Чрез потенциометрите за настройка може да се регулира долната и горната граница на скоростта на АД, което позволява да се регулира спрямо големината на товара излишната мощност в системата. Ако е необходимо, може да се променят и граничните стойности на СУ, така че да отговорят на нови изисквания към системата. Тези настройки позволяват системата да бъде гъвкава, бързодействаща и енергоефективна при различни стойности на товара, като се регулира мощността на АД.

Зададената скорост на АД чрез ЧИ е еднаква за експерименталния и симулационния процес (900 rpm при наличие на товар и 300 rpm без товар). Наблюдава се минимална разлика в скоростта на изпълнителния ХМ и налягането в симулационния и експерименталния процес, което може да се дължи на инерционността на системата при отнемане на товара или несъвършенства в математичния модел.

Разликата в симулираните динамични процеси и експериментални такива може да се намали чрез прецизиране на математичния модел и симулационните параметри.

Наблюдава се много добро съвпадение на експерименталните и симулираните процеси, което доказва изведените в тази работа теоретични постановки.



Фиг. 4.12. Експериментални и симулационни динамични процеси в електрохидравлична следяща система.

Заклучение

1. Разработеният стенд за динамични изследвания дава възможност за оценка и оптимизация на поведението на електрохидравличните системи в динамичен режим при различни входни въздействия.
2. Съставената методика за определяне и изследване на динамиката на електрохидравлична следяща система позволява провеждане на различни експерименти при различни стойности на входно въздействие и товар. Може да се прави оценка на адекватността на математичните модели и резултати от симулацията.
3. Резултатите от проведените експериментални изследвания показват, че предложеният метод за регулиране и оптимална настройка на ПИД регулатора на електрохидравлични системи е приложим, ефективен, с добри динамични показатели на ниска цена, което го различава от досега съществуващите методи. Показано е пълно съвпадение със симулационните резултати.
4. Създадената експериментална система показва реализацията на енергоефективен цикъл на работа на системата, при който пълната мощност се използва само при съответното натоварване на системата, т.е. реализация на електрохидравлична система чувствителна към товара.

ПРИНОСИ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Научно-приложни приноси

1. Разработени са математически модели на електрохидравлична задвижваща система за регулиране скоростта на хидромотор чрез честотно управление на асинхронен електродвигател и постоянно токов двигател с ШИМ управление.
2. Разработени са симулационни модели за изследване на динамични характеристики на електрохидравлична задвижваща система за регулиране скоростта на хидромотор чрез честотно управление на асинхронен електродвигател и постоянно токов двигател с ШИМ управление.
3. Съставена е методика за експериментални изследвания на електрохидравлична задвижваща система с честотно управление на асинхронен електродвигател.

Приложни приноси

1. Направен е сравнителен анализ на електрохидравлични следящи системи според динамичните им характеристики и енергийната им ефективност.
2. Създадена е конкретна електрохидравлична система за автоматично управление на скоростта на вала на електродвигател с широчинно-импулсна модулация.
3. Предложен е алгоритъм за оптимална настройка на ПИ регулатор за електрохидравлична система с честотно управление на асинхронния двигател.
4. Разработена е и е създадена стендова апаратура за изследване и оптимизация на динамичните характеристики на електрохидравлична система с честотно управление на асинхронния двигател, задвижващ нерегулируема хидравлична помпа.
5. Създаден е виртуален инструмент в програмна среда за автоматизирано събиране и обработване на резултатите от експерименталните изследвания. Виртуалният инструмент е разработен в средата на високоефективния програмен пакет LabView, което осигурява достатъчна универсалност и гъвкавост на инструмента, за да се използва за други приложения.
6. Съставени са алгоритъм и програма за разработване на микроконтролерна развойна платка (Arduino Uno) за управление на електрохидравлични следящи системи.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. Георгиев Б., Христов Хр., 2013. Изследване на динамичните процеси в електрохидравлична задвижваща система с ротационно движение и шрочинно импулсно управление – Част 1 Математичен модел. Сп. Топлотехника, година 4, книга 2, 2013, стр. 77-81. ISSN 1314-2550.
2. Георгиев Б., Христов Хр., 2013. Изследване на динамичните процеси в електрохидравлична задвижваща система с ротационно движение и шрочинно импулсно управление – Част 2 Моделиране и симулиране. Сп. Топлотехника, година 4, книга 2, 2013, стр. 82-85. ISSN 1314-2550.
3. Георгиев, Б., Хр. Христов., 2014. Изследване на динамичните процеси в електрохидравлична задвижваща система с ротационно движение и векторно управление – Част I Математичен модел. Сп. Топлотехника, Година 5, Книга 2, 2014, стр. 3-6. ISSN 1314-2550.
4. Георгиев, Б., Хр. Христов., 2014. Изследване на динамичните процеси в електрохидравлична задвижваща система с ротационно движение и векторно управление – Част II Моделиране и симулиране. Сп. Топлотехника, Година 5, Книга 2, 2014, стр. 7-10. ISSN 1314-2550.
5. Георгиев, Б., 2019. Моделиране на динамични процеси на чувствителна към товара хидравлична задвижваща система с регулируема помпа. International Scientific Conference, 15-16 november 2019, Gabrovo. ISSN 1313-230X

ИЗПОЛЗВАНИ СЪКРАЩЕНИЯ

РС – Персонален компютър;

МД- Модул за събиране и обработка на данни;

СУ- Сравняващо устройство;

ТГ- Тахо-генератор;

ЗУ- Задаващо устройство;

ЧИ – Честотен инвертор;

АД – Асинхронен двигател;

ХС – Хидравлична система;

Т – Товар;

СН – Сензори за налягане;

ОД – Оптичен датчик;

ПИД – пропорционален-интегрален-диференциален;

П – пропорционален;

И – интегрален;

Д- диференциален;

ПВМ – пространствено-векторна модулация, (SVM- space vector modulation);

ШИМ – широчинно-импулсна модулация, (PWM – pulse width modulation);

IPMSM – interior permanent magnet synchronous motor (вътрешен перманентен синхронен двигател), тип безчетков двигател с постоянен магнит;

VFD – variable frequency drives;(променливо честотно задвижване);

IGBT – insulated gate bi-polar transistor;(представлява полупроводниково устройство с три извода което се състои схемно от биполярен транзистор, управляван от полеви транзистор с изолиран гейт);

LS – Load Sensing – система чувствителна към товара;

УСЛОВНИ ОЗНАЧЕНИЯ

Q - Обемен дебит [m^3/s];

p_p, p_T - измерено налягане [Pa];

q - специфичен обем [m^3];

p_{set} - зададено налягане;

ω - ъглова скорост [rad/s];

k_{leak} - коефициент на утечка;

η_V - обемно КПД;

η_{mech} - механично КПД;

ν - кинематичен вискозитет;

ρ - плътност на флуида [kg/m^3];

p_{nom} - номинално налягане [Pa];

ω_{nom} - номинална ъглова скорост [rad/s];

y - преместване на буталото на хидроцилиндъра [m];

m_b - приведена маса на буталото и буталния прът [kg];

S_b - лице на буталото [m²];

C_E - коефициент на еластичност,

y_T - преместване на товара [m].

m_T - приведена маса на товара [kg];

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

V_0 - обем на хидроцилиндъра [m³];

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

μ - коефициент на дебит;

p_S - захранващо налягане [Pa];

p_R - сливно налягане [Pa];

K_u - коефициента на използване на сечението.

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

I, U, ω - ток, напрежение и ъглова скорост [V, A, rad/s];

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

p_1, p_2 - налягане на входа и на изхода [Pa];

γ - ъгъл на наклона на диска на помпата;

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

ϕ_0 - начален ъгъл на завъртане;

J - инерционен момент на агрегата [kg.m²].

M_{dd}, M_{im} - двигателен и съпротивителен момент на агрегата

T_c, T_y, T_d, T_i - времеконстанти;

ξ_c, ξ_r - коефициенти на демпфериране;

Q_{yp} - дебит постъпващ към регулиращия цилиндър;

K_x, K_p - коефициенти на усилване;

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

q_p - работен обем на помпата [m^3];

μ_1, μ_2 - коефициенти на дебит;

d - диаметър на плунжера [m];

ϕ - ъгъл на завъртане на преградата;

T_f, ζ_f - времекопстанта и коефициент на демпфериране на преградата;

i - управляващ електрически ток на сервоклапана [A];

U_{ov} - напрежение на обратната връзка [V];

k_{ov} - коефициент на пропорционалност;

U_z - задаващо напрежение [V];

ΔU - напрежение на изхода на сумиращото устройство [V].

$\Delta p_m = p_1 - p_2$ - пад на налягането на хидромотора [Pa];

k_T - коефициент на хидравлично триене.

Δp_L - пад на налягане [Pa];

q_{leak} - утечки [m^3/s],

μ - динамичен вискозитет ($\mu = \nu \cdot \rho$);

q_{ideal} - теоретичен дебит [m^3/s],

M_{ideal} - теоретичен въртящ момент [Nm];

$M_{friction}$ - въртящ момент на триенето [Nm];

K_{HP} - е коефициентът Hagen-Poiseuille,

K_{TP} - коефициент на въртящия момент на триене спрямо пада на налягането,

M_0 - въртящият момент без товар,

ω_{Thresh} - прагова ъглова скорост за прехода мотор-помпа.

Δp_{nom} - плътността при която се определя ном.обемна ефективност.

$\eta_{v,nom}$ - обемната ефективност, съответстваща на определените номинални

условия.

$\omega = \omega_R - \omega_C$ - относителна ъглова скорост,

ω_R, ω_C - абсолютни ъглови скорости,

R_a – активно съпротивление на ротора [Ω];

L_a – индуктивност на ротора [H];

U_a – входно напрежение [V];

E – електродвижещо напрежение [V];

i_a – ток в ротора [A];

ω_p – ъглова скорост на ротора [rad/s];

M_d – въртящ момент [Nm];

J – масов инерционен момент [kgm^2];

B – коефициент на демпфиране [Nms];

K_e – електрическа константа;

K_m – механична константа.

U_y - напрежение на електронния усилвател [V];

ΔU - напрежение на изхода на сумиращото устройство [V].

B - модул на еластичност на маслото;

V_1, V_2 - обем на маслото в хидравличните линии [m^3];

k_T - коефициент на хидравлично триене.

ω_p - честота на въртене на вала на помпата [Hz];

f - честота на напрежението [Hz] и N_p - броя на полюсите.

K_{TP} - посочената стойност на блоковия параметър на коефициента на усилване на въртящия момент и на налягането,

$\omega_{Threshold}$ - праговата ъглова скорост [rad/s],

h - отваряне на клапана;

x_0 - първоначално преместване [m];

T_e - Електромагнитен въртящ момент [Nm];

J - Комбиниран роторен и товарен инерционен коефициент;

ω_r - Електрическа ъглова скорост ($\omega_m \times p$);

T_m - Механичен въртящ момент [Nm];

F - Комбиниран роторен и товарен коефициент на триене;

V_n - номиналното напрежение, V

V_{\min} - минимално напрежение, V

f_n - номиналната електрическа честота, Hz

f_{\min} - минималната честота. Hz