

Драшко М. Вукчевић

**Електрохидраулички систем за одсецање
профила у покрету**

завршни рад

Крагујевац, 2014.



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Примењена механика и аутоматско управљање

Предмет: Сензори и актуатори

Број индекса: 736/2013

Драшко М. Вукчевић

**Електрохидраулички систем за одсецање
профила у покрету
завршни рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. др Слободан Савић-ментор
2. Проф. др Милан Матијевић
3. _____

Датум одбране: :_____2014.

Оцена: _____

Ментор:
Проф. др Слободан Савић

Кандидат:
Драшко Вукчевић 736/2013

Електрохидраулички систем за одсецање профила у покрету

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

се упозна са литературом. Презентује основе карактеристике хидрауличног флуида, хидрауличног система и системе трансмисије. Да опише процес добијања челичних профила. Проучи и математички представи процес добијања преносних функција појединачних компоненти, као и система у целости, и да их репрезентује преко простора стања. Презентује своја искуства и закључке.

Препоручена литература:

- [1] Јањић, П.М.: **О преносној функцији електронски регулисане хидрауличне румпе променљивог протока**, Војнотехнички гласник 2/81, Београд, 1981.
- [2] Јањић, П.М.: **Примена електрохидрауличких погона у системима за одецанје хладно обликованих профила и цеви на идређене дужине**, Стројарство 25, Загреб, 1983.
- [3] Tewari, A. : **Modern Control Design**, Indian Institute of Technology, Kanpur, India, 2002.
- [4] Абдули, Р., Цинер,П.: **Електрохидраулички серво системи**, Београд, 1987.

Крагујевац, датум
_____.2014. године

ментор:
проф. Др Слободан Савић

Резиме

Сваки објекат управљања или систем има одређени број стања система који треба одредити, да би се могло предвидети понашање система. У раду су објашњене методе одређивања преносних функција система које као аргументе садрже тачке простора стања система. Није обрађена симулација понашања система, јер су варијабле стања остављене у општем облику.

Конкретна тема обрађена у раду је електрохидраулички систем за одсецање лимених профила у покрету. У поглављима 1, 2, 3, 4 обрађена су уводна разматрања флуида као радног елемента, преносници снаге, системи трансмисије и технички поступци добијања лимова. У поглављу 5 објашњен је принцип простора стања система. У поглављу 6 обрађени су појединачни делови система, као и систем у целисти.

Кључне речи: електрохидраулички систем, серворазводник, преносна функција, простор стања

Summary

Any object or a system has a number of state variables which needs to be defined to explain or predict behavior of a system. This work explains the methods of finding transfer functions of a system, containing vectors of states as arguments. The simulations of behavior of a system are not included because state variables are left abstract.

The actual subject of this work is an electro hydraulic system for cutting sheet profiles in motion. In chapters 1, 2, 3, 4, and 5 the fundamentals of hydraulic fluid, transmission of power, transmission systems, technological procedures for obtaining sheets, and state space are described. In chapter 6 the individual parts modulus of an electro hydraulic system and electro hydraulic system as a whole are explained.

Keywords: electro hydraulic system, servo valve, transfer function, state space

САДРЖАЈ

УВОД.....	5
1. Радни флуид у хип системима и његове основне карактеристике	6
1.1. Основне карактеристике флуида	6
1.2. Вискозност	6
1.3. Густина	8
1.4. Стишљивост	9
1.5. Остале карактеристике флуида	10
2. Хидростатички системи преноса енергије	11
2.1. Предности и недостаци	11
3. Хидростатички системи трансмисије	12
3.1. Нерегулисани преносници хидростатичке трансмисије.....	12
3.2. Регулисани преносници хидростатичке трансмисије.....	13
4. Технолошки поступци производње лимова, цеви и различитих профила	15
4.1. Хладно ваљање челичних лимова и трака.....	15
5. Простор стања система.....	16
5.1. Вектор стања система.....	16
5.2. Матрични модел линеарних система.....	16
6. Математичка анализа и преносна функција електрохидрауличног система за одсецање на меру.....	18
6.1. Принципска шема електрохидрауличног погона	20
6.2. Преносна функција и простор стања актуатора	20
6.3. Преносна функција и простор стања погонског дела.....	23
7. Закључак	35
8. Литература	36

UVOD

Хидраулика са математиком спада у најстарије научне дисциплине којима се човек бави. Први научни рад из хидраулике написао је Архимед пре 250 година и говорио је о пливајућим телима. Захваљујући наглом расту и развоју технике и све сложенијим потребама човека, хидраулика, као грана технике се развијала великом брзином. Заснована на Паскаловом закону и Бернулијевим једначинама о одржању енергије при струјању флуида, хидраулика има велику примену у индустрији. У ширем техничком смислу, хидраулика означава науку о струјању течности, а сама реч је настала из грчке речи „HYDOR“ – вода. Дели се у две области механике течних тела:

- хидростатика,
- хидродинамика.

На основу ових области остварен је низ техничких средстава који чине хидрауличке уређаје и системе. У оба случаја се ради о претварању и преносу енергије путем течности. Као радни флуид, за пренос енергије, хидраулика углавном користи хидраулично уље. У данашње време тенденција је да се са уља као радног флуида пређе на воду, што са собом доноси нове проблеме које треба решити.

Са драстичним скоком људске консумпције за све врсте производа, и унапређењем индустрије јавила се потреба за убрзаном производњом. Аутоматско управљање као грана технике и индустрије омогућило је човеку да задовољи потребе консумпције производа. Једна од грана индустрије на коју је драстично утицало је индустрија метала и металних прерађевина. Аутоматски системи за управљањем хидрауликом је јако значајна, јер хидраулика омогућава велике силе које су подобне за овај тип индустрије.

У даљем тексту ћемо говорити о предностима и недостацима хидраулике, о хидрауличком уљу и о електрохидрауличком систему за одсецање профила на меру као и појединим деловима система, што је и главна тема овог завршног рада. Кроз рад биће објашњени принципи и начини одређивања преносних функција појединих модула система и система као целина.

1. РАДНИ ФЛУИД У ХИП СИСТЕМИМА И ЊЕГОВЕ ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ

У зависности од система, хидрауличког или пнеуматског, радни флуид може бити гас или течност. Хидраулички флуид или радни флуид хидрауличког погона је флуид, који се користи у хидрауличком погону и служи за пренос енергије, од хидрауличке пумпе до извршног органа, односно актуатора. Избор одговарајућег радног флуида има битан утицај на исправан рад, трајност, поузданост и економичност хидрауличког погона, хидрауличких компоненти, као и вентила и филтра, који се пројектују за одређену врсту уља.

Основни задатак радног флуида поред преноса енергије је и хлађење, подмазивање, заштита од корозије и одношење нечистоћа. Захтеви који се односе на радни флуид је да постоји незнатна стишљивост, мала промена вискозности са порастом температуре, отпорност на високе притиске, мала склоност оксидацији, мала склоност упијања гасова итд. [5].

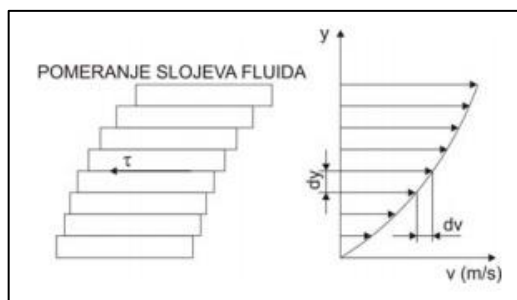
1.1. ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ФЛУИДА

Карактеристике хидрауличког радног флуида су јако битне за правилан рад хидрауличких уређаја и система. Истраживање карактеристика и понашања флуида је у константном развоју. Неке од основних карактеристика радног флуида су:

- ВИСКОЗНОСТ,
- СТИШЉИВОСТ,
- ГУСТИНА.

1.2. ВИСКОЗНОСТ

Вискозност је својство флуида које се манифестује само при кретању флуида. Наиме, при посматрању транслаторног кретања слојева флуида једног у односу на други, јављају се тангенцијални напони. Тај напон се јавља на њиховој међусобној додирној површини. На слици 1.2.1 је приказана промена брзине кретања слојева флуида у зависности од положаја слоја у правцу у-осе.



Слика 1.2.1 Тангенцијални напони у слојевима радног флуида

Промена брзине није линеарна. Међутим, за диференцијално танак слој (dy) може се сматрати да је промена брзине линеарна, а да се при томе не направи суштинска грешка. Између елементарних слојева флуида јавља се сила која се супротставља кретању слојева (унутрашње трење) које се манифестује појавом тангенцијалног напона τ . Давно

је уочено да овај напон зависи од брзине међусобног померања слојева флуида. Тачније, закључено је да тангенцијални напон зависи од промене брзине у правцу у-осе. Та промена брзине исказује се градијентом брзине dv/dy .

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad [N/m^2] \quad (1.2.1)$$

Види се да тангенцијални напон линеарно зависи од градијента брзине. Тако да је коефицијент пропорционалности назван динамичка вискозност - η која, у ствари, представља једно од својства флуида [6].

Промена брзине кретања слојева флуида у правцу у-осе и појава тангенцијалног напона дефинише и кинематску вискозност, која је у директној корелацији са динамичком вискозношћу,

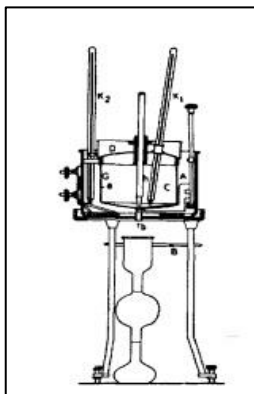
$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [m^2/s] \quad (1.2.2)$$

Неки флуиди се не понашају по Њутновом закону. Такви флуиди се називају нењутновски флуиди [6]. Веза између тангенцијалног напона и градијента брзине није линеарна:

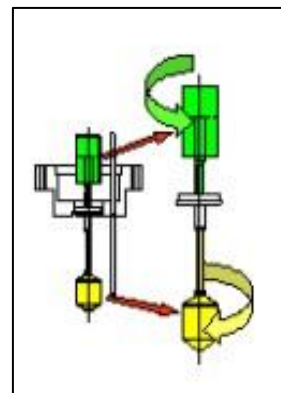
$$\tau - \tau_o = K \left(\frac{dv}{dy} \right)^n \quad (1.2.3)$$

У претходној једначини K је константа која у себи садржи особину вискозности флуида, n је експонент који може бити већи или мањи од 1, а τ_o је тангенцијални преднапон који се појављује само код неких типова нењутновских флуида. Нењутновских флуида у пољопривреди и прехрамбеној индустрији има много. То су све пасте, пиреи од воћа и поврћа, млеко, млечни производи итд. Механика нењутновских флуида је посебна област механике флуида. Прорачуни струјања ових флуида су веома сложени. Одређивање вискозности за поједине флуиде обавља се на различите начине.

Величина вискозности се за течности може одредити истицањем, најчешће кроз капиларе или веома мале отворе (сл.1.2.2). Наиме, постоје посебно пројектоване и димензионо прецизно дефинисане посуде са отвором на доњој страни кроз који истиче течност. У оваквим случајевима мери се време истицања, па се помоћу важећих табела одређује вискозност. Ове методе се најчешће примењују код уља за подмазивање и сл. Веома су раширени савремени торзиони вискозиметри (сл.1.2.3). У научним испитивањима, а нарочито у случајевима нењутновских флуида, чешће се користе вискозиметри (реометри) [6] у којима се мери интензитет тангенцијалног напона у веома танком флуидном слоју.



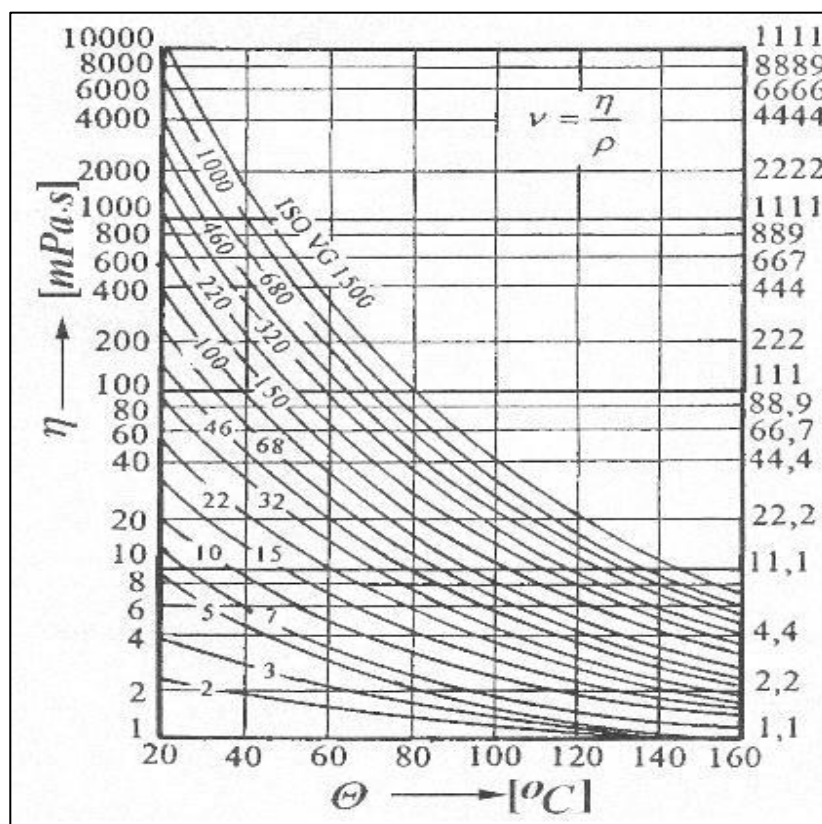
Слика 1.2.2 - Енглеров вискозиметар



Слика 1.2.3 - Торзиони вискозиметар

Вискозност генерално опада са порастом температуре флуида. Приказивање вредности вискозности, због историјских заоставштина, је присутно у литератури и пракси на велики број начина.

Примењиване су, углавном, степенасте скале које су проистекле из различитих начина мерења вискозности. Ове скале су углавном нелинеарне у односу на дијаграме у ISO систему јединица, те је потребно пажљиво из референтне литературе наћи упоредне табеле, дијаграме или једначине за прерачунавање (сл.1.2.4).



Слика 1.2.4 - Зависност кинематске и динамичке вискозности у односу на температуру

Индекс вискозности показује у којој мери се мења вискозност уља са променом температуре. Код квалитетних уља ова промена је мање изражена, па таква уља имају велики температурни опсег, тј. велики индекс вискозности [8].

1.3. ГУСТИНА

Густина је механичко својство флуида које се дефинише се на следећи начин:

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} = \frac{dm}{dV} \quad [kg/m^3] \quad (1.3.1)$$

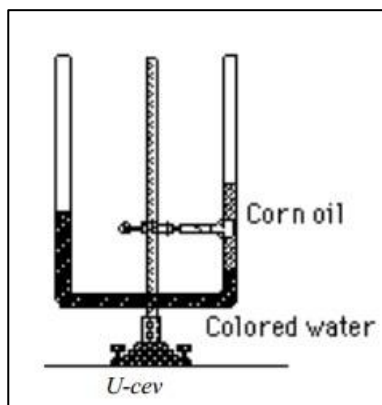
где су:

$\Delta m(dm)$ - елементарна маса,

$\Delta V(dV)$ - елементарна запремина.

Мерење густине флуида може се обавити на различите начине:

- мерењем масе познате запремине (пикометри),
- хидростатичким мерењима (Вестфалова вага),
- помоћу У-цеви (слика 1.3.1),
- хидрометром.



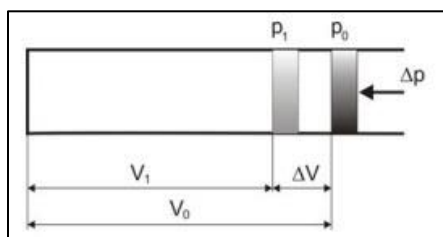
Слика 1.3.1 - Мерење густине помоћу У-цеви

1.4. СТИШЉИВОСТ

Под дејством притиска флуиди мењају запремину. Смањење запремине је у линеарној зависности са повећањем притиска. Ова својство дефинише се као стишљивост флуида и исказује се коефицијентом стишљивости. Он се дефинише на следећи начин:

$$s = -\frac{\Delta V}{V_0} \frac{1}{\Delta p} \quad [Pa^{-1}] \quad (1.4.1)$$

Знак "минус" у једначини указује на то да се запремина смањује при повећању притиска. На слици 1.4.1 приказана је промена запремине услед стишљивог флуида [6].



Слика 1.4.1 - Промена запремине услед стишљивог флуида

Реципрочна вредност коефицијента стишљивости је модул стишљивости.

$$\varepsilon = \frac{1}{s} = -\frac{V_0}{\Delta V} \Delta p \quad [Pa] \quad (1.4.2)$$

Полазећи од закона о одржању материје (масе) који важи у класичној физици:

$$V dp + \rho dV = 0 \quad (1.4.3)$$

добива се:

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{dp}{\varepsilon} = s dp$$

а у интегралном облику:

$$\int_{\rho_0}^{\rho} \frac{dp}{\rho} = s \int_{\rho_0}^{\rho} dp \quad (1.4.4)$$

интеграљењем ове једначине у датим границама добија се:

$$\rho = \rho_0 e^{s(p-p_0)}$$

У пољу земљине теже важи следећа једначина:

$$dp = \rho g dz \quad (1.4.5)$$

где је z вертикална координата усмерена наниже,

$$\frac{d\rho}{\rho} = s\rho g dz$$

или,

$$\int_{\rho_0}^{\rho} \frac{d\rho}{\rho^2} = sg \int_{z_0}^z dz$$
$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - s\rho_0(z - z_0)} \quad (1.4.6)$$

$$z - z_0 = \frac{1 - e^{-s(p - p_0)}}{sg\rho_0} \quad (1.4.7)$$

1.5. ОСТАЛЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ФЛУИДА

Поред наведених, постоји и велики број разних физичких својстава флуида, који у специфичним случајевима морају да се узму у обзир при прорачунима. Површински напон настаје услед неравномерних сила привлачења између молекула на граничној површини флуида [5]. Ова појава је нарочито изражена код течности. Наиме, ако се посматра први слој молекула течности у слободној површини, анализом привлачних сила долази се до закључка да њихова резултанта делује наниже. Ова појава проузрокује веома високи локални напон, који се назива површински напон. Капиларност је директна последица површинског напона.

У зависности од врсте чврсте површине течност може да се "издиже" или "спушта" ако се налази уз неку чврсту вертикалну површину. Који од ова два случаја ће се десити, зависи од особине флуида и особина чврсте површине. Ова појава мора бити узета у обзир у случајевима зароњених цеви малог пречника, јер оно што се види као тај феномен у тим случајевима не одговара законима статике флуида и као такав мора се занемарити.

Кавитација је последица достизања равнотежних притисака или температура промене фазе [6]. Ова појава је последица термодинамичких својстава течности. Ако се притисак у струји течности снизи до равнотежног, настају мехури због испаравања течности. Непознавање ове појаве може довести до озбиљних ерозија и хаварија хидрауличних машина, јер колапс мехурова (кондензацијом паре у мехуру) долази до настанка ситних капљица које великом брзином ударају у чврсте површине и оштећују их.

С друге стране, појава мехурова може изазвати прекид струјања течности кроз машину.

Температурско ширење флуида због промене температуре као термодинамичке величине утиче на прорачуне у случају неизотермских струјања. Дакле, ако се температура у струји флуида мења, то се мора узети у обзир, одговарајућом променом густине односно запремине [5].

2. ХИДРОСТАТИЧКИ ПРЕНОС СНАГЕ

Хидростатички пренос снаге, који се ослања на хидростатичке законе је основа хидрауличких система. За ову врсту преноса снаге и врсту претварање енергије, битно је рећи да кинетичка компонента енергије коју флуид носи при кретању је занемарљиво мала у односу на притисну компоненту [7].

Хидраулички системи представљају спрегу, одређеног броја компоненти и њихово међусобно повезивање цевоводима. У сваком хидрауличком систему се могу идентификовати: извор хидрауличке енергије (пумпа), уређаји за управљање хидрауличком енергијом (разводници) и уређаји за пријем хидрауличке енергије, тј актуатори (хидромотори). Хидромотори се деле на транслаторне и ротационе, у зависности од њиховог функционисања.

Основни циљ хидрауличких система је да механичку енергију коју пумпа поприма од спољног извора (углавном су то електромотори) претвори у хидрауличку. Енергија се даље, путем флуида преноси до извршног органа, који ту енергију опет претвара у механичку зарад вршења неког корисног рада.

Други видови претварања су: електрични, механички, пнеуматски или нека комбинација истих. Сходно дефиницији електрични уређаји претварају енергију помоћу електричне струје, механички помоћу механичких веза, а пнеуматски помоћу гасова. Сваки од видова претварања енергије имају своје предности и недостатке, па је њихова комбинација у хибриде технички оправдана и широко примењивана.

2.1. ПРЕДНОСТИ И НЕДОСТАЦИ

Многи фактори, често техничке природе, утичу на избор врсте погона који ће се користити за одређену намену. При разматрању општих предности хидрауличких уређаја треба имати у виду да је основни медиј за пренос снаге у хидрауличким уређајима радни флуид незнатне стишљивости, релативно добре топлотне проводљивости који не подлеже феномену засићења. Сам радни флуид, омогућава остварење еластичне везе између пумпе и актуатора, лакше одвођење топлоте са места настанка до места размењивања топлоте и постизање високих притисака, око 30 МПа док је код електромагнетних преносника снаге, максимални притисак магнетног флукса око 1,8 МПа [5].

Опште предности хидрауличких уређаја су:

- компактност уређаја, што омогућава пренос великих снага малим габаритима,
- једноставно остваривање транслаторног кретања,
- могућност остварења великог преносног односа,
- могућност континуалне промене брзине кретања како обртног тако и транслаторног,
- равномеран и миран ход,
- могућност брзе и честе промене смера кретања,
- једноставна заштита од лома и преоптерећења,
- једноставна контрола сила,
- једноставно подмазивање и одвођење топлоте.

Општи недостаци хидрауличких уређаја су:

- отежано генерисање хидрауличке енергије,
- губитаки услед зазора и потреба за прецизном израдом ради смањења губитака,
- ограничена брзина струјања због појаве трења и пада корисног притиска,
- промена вискозитета уља са порастом температуре,
- потреба одстрањивања нечистоћа из радног флуида.

3. ХИДРОСТАТИЧКИ СИСТЕМИ ТРАНСМИСИЈЕ

3.1. НЕРЕГУЛИСАНИ ПРЕНОСНИЦИ ХИДРОСТАТИЧКЕ ТРАНСМИСИЈЕ

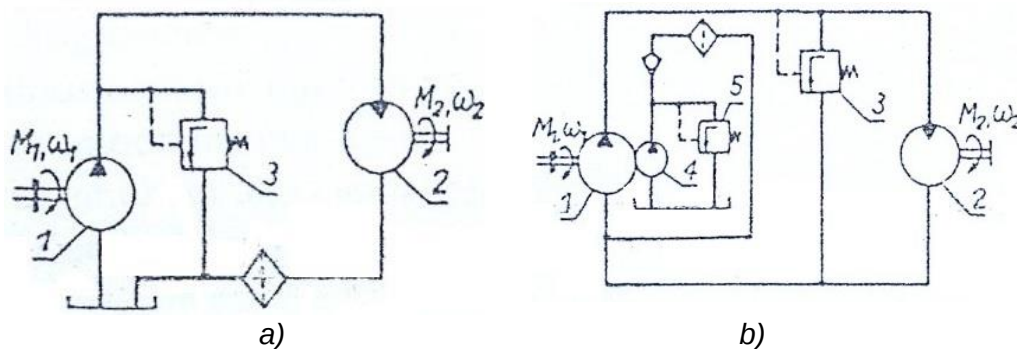
Према смеру обртања вратила хидромотора, хидрауличке трансмисије могу бити једносмерног и двосмерног дејства. Према контури, могу се поделити на контуре са отвореном и затвореном циркулацијом, тј. отворена и затворена кола.

Хидрауличка трансмисија једносмерног дејства не може мењати смер обртања вратила хидромотора, за разлику од двосмерне трансмисије. Трансмисије двосмерног дејства имају хидромотор двосмерног дејства, а према начину функционисања могу бити у спрези са пумпом двосмерног дејства или пумпом једносмерног дејства или разводником. Хидростатичка трансмисија са пумпом двосмерног дејства може бити изведена само са затвореном контуром циркулације, тј. са затвореним колом [11].

Недостаци система са отвореним колом су:

- могућност продора ваздуха у инсталацију,
- немогућност кочења хидромотора пумпом, у случају превеликог оптерећења, тј. момента на вратилу хидромотора.

На слици 3.1.1 приказана је шема хидростатичке трансмисије једносмерног дејства са затвореном и отвореном контуром циркулације.



Слика 3.1.1 - Хидростатичка шема трансмисије једносмерног дејства са
а) отвореном контуром циркулације б) затвореном контуром циркулације

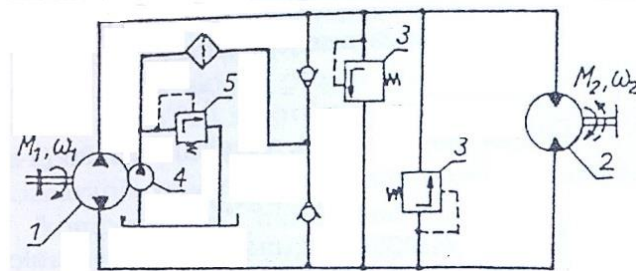
Затворена хидрауличка кола имају значајну примену код погона ротационих хидромотора са променом смера ротације и транслаторних хидромотора са двоструком клипњачом. Типичан систем садржи пумпу, хидромотор, вентил за ограничење притиска, и помоћни систем за допуну уља.

Помоћна пумпа има улогу да одржава надпритисак у повратној линији хидростатичког система, да допуњује инсталацију примарног кола, пошто се један део радне течности из примарног кола губи кроз процепе у хидромотору и да омогући филтрирање радне течности. Капацитет помоћне пумпе је око 10% од капацитета главне пумпе, а радни притисак до 10 bar-a.

Помоћни систем се такође називају и систем за испирање, јер му је функција да константно мења 10% укупне количине уља у затвореном систему [10]. Хидрауличке компоненте повезане у затвореном систему се морају заштитити од преоптерећења и

обезбедити довољну количину потребног уља. Затворени системи су добро решење у мобилној хидраулици где је простор ограничен.

На слици 3.1.2 приказана је шема хидростатичке трансмисије двосмерног дејства.



Слика 3.1.2 - Хидростатичка шема трансмисије двосмерног дејства, са двосмерном пумпом. Ознаке су: 1) пумпа двосмерног дејства, 2) хидромотор двосмерног дејства, 3) вентил сигурности, 4) помоћна пумпа, 5) вентил за ограничење притиска помоћне пумпе

Преносни однос броја обртаја и коефицијент трансформације обртног момента хидростатичке трансмисије у устаљеном раду је:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{q_p}{q_{hm}} \eta_{hin} \eta_{mp} \eta_{mm} \quad , \quad k_m = \frac{M_2}{M_1} = \frac{q_{hm}}{q_p} \eta_{hin} \eta_{mp} \eta_{mm} \quad (3.1.1)$$

где је:

η_{hin} - хидраулички степен искоришћења инсталације, и изражава се релацијом:

$$\eta_{hin} = \frac{\Delta p_m}{\Delta p_p} = \frac{1}{1 + \frac{\sum \Delta p_g}{\Delta p_m}} \quad (3.1.2)$$

где је:

$\sum \Delta p_g$ - укупан пад притиска у компонентама инсталације која повезују пумпу и хидромотор.

$\eta_{hin} \eta_{mp} \eta_{mm} = \eta$ - степен искоришћења трансмисије,

за $\eta = 1$

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{q_p}{q_{hm}} \quad , \quad k_m = \frac{M_2}{M_1} = \frac{q_{hm}}{q_p} \quad (3.1.3)$$

3.2. РЕГУЛИСАНИ ПРЕНОСНИЦИ ХИДРОСТАТИЧКЕ ТРАНСМИСИЈЕ

Код регулисаних хидропреносника брзина вратила хидромотора, или брзина клипа цилиндра, може се регулисати аутоматски по жељеном закону или по жељи оператора (ручна регулација).

Брзина вратила хидромотора и брзина клипа цилиндар зависи од односа протока који им се доводи и од величине радне запремине хидромотора. Проток ка извршном органу може се регулисати променом радне величине запремине пумпе и (или) променом пригушења у пригушном вентилу.

Према принципу регулације, разликујемо запреминску и (или) пригушну регулацију.

Запреминска регулација се врши променом величине радне запремине пумпе или хидромотора. Системи са пумпом и (или) хидромотором са променљивом радном запремином, могу се регулисати ручно или аутоматски променом радне запремине пумпе и (или) хидромотора. [11].

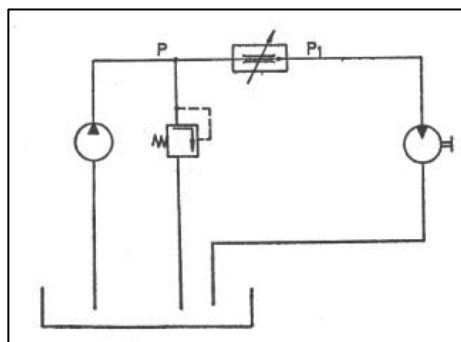
Електрохидраулички систем за одсецање профила у покрету

Пригушена регулација се врши променом пригушног отвора у регулационом, пригушном вентилу или регулатору протока. Такође, брзина извршног органа може регулисати континуално (аутоматски).

У садејству са вентилом за ограничење притиска, пригушни вентил обавља функцију регулације протока, односно брзине извршног органа. При оваквој регулацији пумпа ради на максималном притиску независно од оптерећења на вратилу извршног органа, тако да је степен корисности оваквог хидропреносника низак.

Због ниског степена корисности, пригушена регулација, и поред тога што је врло једноставна, се ретко примењује.

Регулаторима протока аутоматски се регулише константна брзина извршног органа. И поред релативно ниског степена корисности, хидропреносници са регулатором протока су често у употреби, а разлог томе је једноставна конструкција аутоматски регулисаног преносника [11].



Слика 3.2.1 - Шема система са регулацијом протока у потисној магистрали

4. ТЕХНОЛОШКИ ПОСТУПЦИ ПРОИЗВОДЊЕ ЛИМОВА, ЦЕВИ И РАЗЛИЧИТИХ ПРОФИЛА

4.1. ХЛАДНО ВАЉАЊЕ ЧЕЛИЧНИХ ЛИМОВА И ТРАКА

Под хладним ваљањем се подразумева ваљање метала без претходног загревања обично на температури од око 10-115 °C. Хладним ваљањем се добија тачност дебљине, глатка површина и високе механичке и технолошке особине. Технолошки поступак хладно ваљаних лимова и трака се састоји од:

- припрема топло или хладно ваљаних трака за хладно ваљање (лужење),
- хладно ваљање са укљученим међуфазним жарењем,
- термичке обраде хладно ваљаних трака и лимова.

Танки лимови могу да се хладно ваљају у таблама и тракама или котуровима. Ваљање у таблама је застарео начин, јер се постиже мала продуктивност и мањи извадак него код ваљања у котуровима.

Табле се у хладном стању ваљају појединачно или у пакетима (више табли). Појединачним ваљањем постиже се равномернија дебљина, док се код ваљања у пакетима постиже знатно већа продуктивност. Код појединачног ваљања табли на двоструким или четвороструким становима, табле се враћају на предњу страну пребацивањем преко горњег ваљка. При ваљању на реверзивним становима пропуштају се сви пакети на једну, а затим на другу страну. Данас се више пројектују технолошки поступци за ваљање лима у таблама.

Савремени технолошки поступак производње хладно ваљаних лимова заснива се на ваљању трака у котуровима, при чему се све операције до сечења изводе са котуровима.

Ваљањем трака у котуровима постиже се већа продуктивност и већи извадак на металу. Траке се ваљају у котуровима на двоструким или четвороструким реверзивним становима, континуираним-тандем ваљаоницама са 3 до 6 станова или многоваљкастим становима [9].

Полазни материјал за производњу челичних хладно ваљаних лимова и трака је топло ваљана челична трака у котуровима, добијена ваљањем на континуираним или полуконтинуираним *Strckel* [9] ваљаоницама. Код старијих ваљаоница тежина котурова не прелази 10 тона, док се новим методама ваљају одливени блокови тежине 25-30 тона у слабове од 12-15 тона, колико износи и тежина котура изваљане траке [9].

Од квалитета површине топло ваљаних трака зависи производност континуираних линија за лужење, величина сажимања и извадак метала. Топло ваљане траке квалитетних површина добијају се чишћењем површина слабова.

Продукти од хладно ваљаних лимова и трака су уздужно заварени, различити профили и цеви и њиховим аутоматски регулисаним сечењем у покрету се добијају профили жељене дужине, што је и тема рада.

5. ПРОСТОР СТАЊА СИСТЕМА

Увођењем појма функције преноса поједностављује се проблем моделирања стационарних стања линеарних система. Мађутим, код система код којих се неки параметри мењају током времена, овај приступ није погодан. За нестационарне системе модел се описује диференцијалним једначинама са временским променљивим параметрима. Овај приступ је погоднији у случају када се траже решења свих променљивих система за дату улазну побуду. Такође овакав приступ је пожељан код оптимизације система коришћењем варијационог рачуна. При анализи стабилности користи се метод који директно произилази из диференцијалних једначина [13]. Простор стања система је скуп варијабли чије познавање, као и познавање корелације са побудом описује динамику система и омогућава одређивање будућих стања и одзива [12].

5.1. ВЕКТОР СТАЊА СИСТЕМА

Диференцијалне једначине, тј. модели система које описују динамичко понашање система могу се писати на више начина. Једана од метода која је добра за анализу стабилности, оптимизацију система је Кошијева метода, која ће се у раду даље примењивати.

$$\dot{x}^{(1)} = f(x, u, t) \quad (5.1.1)$$

где су:

x - (n) димензионални вектор стања

u - (r) димензионални вектор улаза у систем

f - (n) димензионалне векторске функције

У зависности од тога да ли је посматрани динамички систем линеаран или нелинеаран, и координате $f_1, f_2, \dots, f_n$ вектора f ће бити линеарне или нелинеарне функције од координата вектора стања и, или вектора улаза [13].

5.2. МАТРИЧНИ МОДЕЛ ЛИНЕАРНИХ СИСТЕМА

У случајевима када је динамичко понашање система линеарно, векторске функције f постају линеарне по $x_{(t)}$ и $u_{(t)}$

$$f(x, u, t) = Ax_{(t)} + Bu_{(t)} \quad (5.2.1)$$

$$f(x, u, t) = Cx_{(t)} + Du_{(t)} \quad (5.2.2)$$

Тада модел поприма линеарну форму

$$\dot{x}^{(1)} = Ax_{(t)} + Bu_{(t)} \quad (5.2.3)$$

$$y = Cx_{(t)} + Du_{(t)} \quad (5.2.4)$$

где је :

y – вектор излаза система

$x^{(1)}$ – први извод променљиве стања

По карактеру матричног модела разликујемо две врсте линеарних система:

- стационарне системе,
- временски инваријантне системе, тј. нелинеарне системе.

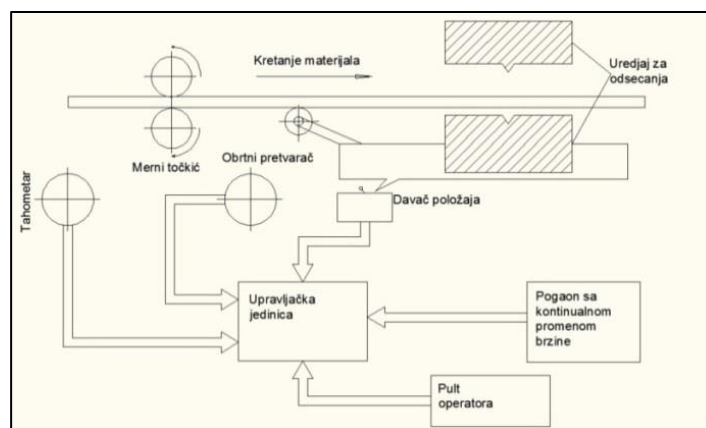
Код стационарног матричног модела сви елементи матрица су временски независни.

6. МАТЕМАТИЧКА АНАЛИЗА И ПРЕНОСНА ФУНКЦИЈА ЕЛЕКТРОХИДРАУЛИЧКОГ СИСТЕМА ЗА ОДСЕЦАЊЕ НА МЕРУ

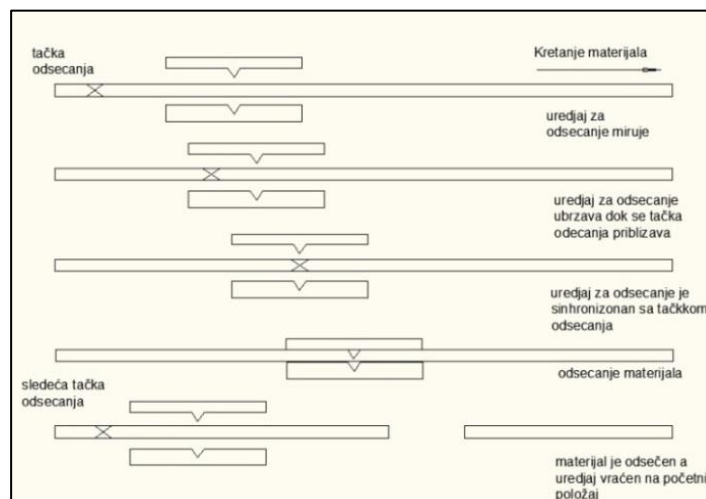
Један од проблема који се срећу у индустрији хладно обликованих и уздужно заварених профила и цеви јесте њихово одсецање на комерцијалне дужине, обично су то 4, 6, 12 m. Најстарије решење овог проблема је било заустављање погона за њихову производњу. У данашње време високопродуктивне линије за производњу достижу брзине од 1.67 до 3.33 m/s [2], па је неприхватљиво такво решење проблема. Данас је прихватљиво решење само оно које се заснива на принципу одсецања без заустављања погона за производњу, односно одсецање на меру у покрету.

За решавање овог проблема постоје различита решења, а у даљем тексту ће се анализирати електрохидрауличко решење система за одсецање на меру са новим принципима истраживања и симулације.

Принципска шема система за одсецање на меру је дата на слици 6.1, а принцип рада на слици 6.2.



Слика 6.1 - Принципска шема система за одсецање цеви на меру



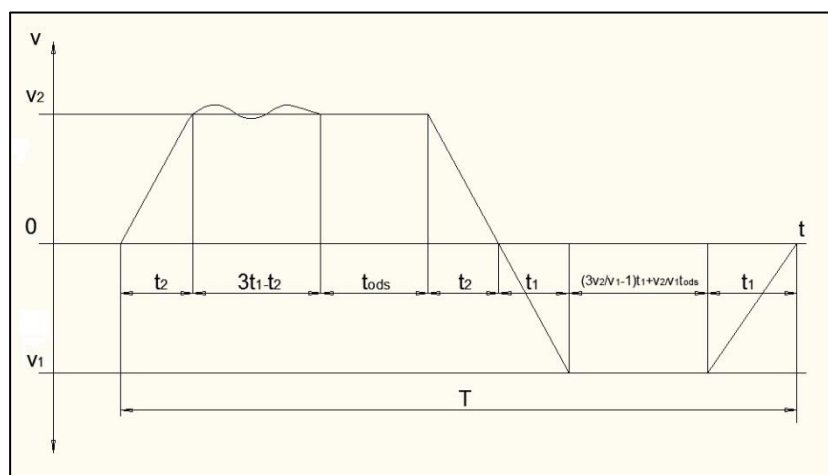
Слика 6.2 - Принцип рада система за одсецање цеви на меру

Систем функционише са следећим претпоставкама.

- повратна брзина колица је максимална брзина линије (v_1),
- сигнал за почетак сечења је дат фиксним временским интервалом дужине ($3t_1$) након завршетка операције убрзавања колица. Код неких инсталација овај се сигнал добија од граничних прекидача на путу кретања колица, што ограничава минималне дужине одсецања материјала и повећава време трајања одсецања материјала, тј. целог циклуса.

Уређај за одсецање материјала је постављен на колицима чији је погон способан да:

- да их убрза до брзине кретања материјала који се одсеца,
- одржава брзину синхронизованом, за време трајања циклуса,
- да их врати у почетни положај како би се процес наставио.



Слика 6.3 - Идеализован временски циклус система за одсецање на меру

Код система за одсецање материјал који се сече креће се константном брзином (*одређеном производним погоном*). У периоду мерења материјала на одређену дужину одсецања, брзина колица на којима се налази уређај за одсецање синхронизује се са брзином материјала, тако да нема релативног кретања између уређаја за одсецања и материјала.

Захтеви који се постављају пред погон система за одсецање на меру у покрету, јесу висок степен убрзања колица на којима се налази уређај за одсецања и синхронизација њихових времена, тј. брзина.

На слици 6.3 приказан је идеализован временски циклус система за одсецање на меру у покрету [2],

где су:

- v_1 - максимална брзина линије (колица) [m/s],
- v_2 - стварна брзина линије (колица) [m/s],
- t_1 - време убрзавања колица из стања мировања на максималну брзину линије (v_1) односно успоравања са максималне брзине (v_1) до стања мировања [s],
- t_2 - време убрзавања колица из стања мировања на стварну брзину линије (v_2), односно успоравања са стварне брзине (v_2) до стања мировања [s],
- t_{ods} - време потребно за операцију сечења материјала [s],
- T - време трајања једног целог циклуса [s]

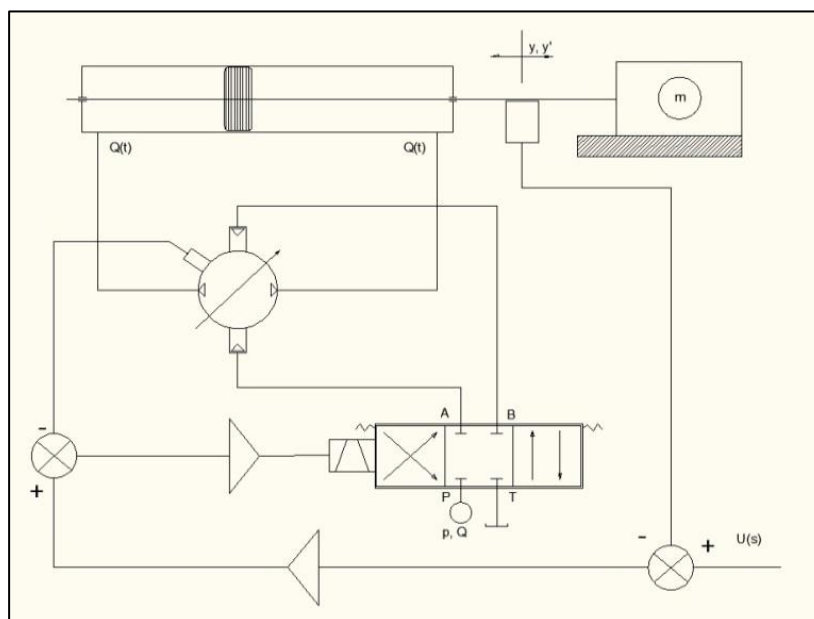
Електрохидраулички систем за одсецање профила у покрету

Структуру система за одсецање чине:

- уређај за одсецање са својим носачем (покретна колица),
- погон колица који има могућност континуиране промене брзине (пумпа),
- управљачка јединица која је прилагођена динамици система,
- јединице система за прикупљање информација (сензор брзине, мерач дужине материјала и сл.)

6.1. ПРИНЦИПСКА ШЕМА ЕЛЕКТРОХИДРАУЛИЧКОГ ПОГОНА

Погон за уређај за одсецање може се решити применом електрохидрауличких извршних органа, хидромотора или цилиндара. Континуална промена брзине се у том случају решава континуалном променом протока. Структуру електрохидрауличких система чине одговарајући извршни орган, цилиндар или хидромотор и електрохидраулички уређај који има могућност да обезбеди континуалну промену протока (ЕХУКПП). Уређај који обезбеђује континуалну промену протока може бити електронски регулисана хидрауличка двосмерна пумпа променљивог протока (ЕРХДППП) или серво разводник, који регулише проток који даје хидрауличка пумпа константног протока. У случају да се за извршни орган користи хидромотор потребно је обезбедити и додатни редуктор, док се код употребе цилиндра као извршног органа, директно везује за колица, тј уређај за одсецање. Променом протока помоћу ЕХУКПП регулише се брзина ротације вратила хидромотора или брзина translације код цилиндра. На слици 6.1.1 приказана је шема електро-хидрауличког система за одсецање на меру [2].



Слика 6.1.1 - Шема електрохидрауличког погона за одсецање на меру

6.2. ПРЕНОСНА ФУНКЦИЈА АКТУАТОРА

Цилиндри су радни елементи помоћу којих се хидрауличка енергија претвара у механички рад. Уобичајен називи је хидраулички мотор за транслаторно кретање, који може бити једносмерног или двосмерног дејства. Цилиндри једносмерног дејства врше рад кретањем клипњаче само у једном правцу, а у супротном их враћа опруга. Имају само једну радну комору, док цилиндри двосмерног дејства имају две радне коморе.

Како би одредили преносну функцију цилиндра морамо имати на уму шта нам је улазна, а шта излазна величина.

Брзина translације цилиндра је:

$$v_{(t)} = \frac{Q_{(t)}}{A} \quad (6.2.1)$$

где су:

$Q_{(t)}$ - тренутни проток добијен од ЕХУКПП [m^3/s],

A - ефективна површина клипаче хидрауличног цилиндра [m^2],

За хидраулично коло као на сл. 6.1.1 једначина одржања протока гласи [2]

$$Q_{(t)} = Q_{(io)} + Q_{(c)} + Q_{(s)} \quad (6.2.2)$$

где су:

$Q_{(io)} = Av_{(t)}$ - проток који долази у извршни орган [m^3/s],

$Q_{(c)} = K_c p$ - губитак протока услед цурења [$m^3/Pa s$],

$Q_{(s)} = \frac{V}{B} p^{(1)}$ - губици услед стишљивости [m^3/s],

K_c - коефицијент цурења [$m^3/Pa s$],

p - радни притисак у систему [Pa],

V - ефективна запремина хидрауличног цилиндра [m^3],

B - запремински модул стишљивости [Pa],

Одатле се добија једначина одржања протока

$$Q_{(t)} = Av_{(t)} + K_c p + \frac{V}{B} p^{(1)} \quad (6.2.3)$$

Сила коју хидраулично уље под притиском преноси на клип хидрауличног цилиндра једнака је

$$F = Ap \quad (6.2.4)$$

Динамичку једначину равнотеже система можемо написати релацијом

$$F = ma + \mu v_{(t)} \quad (6.2.5)$$

или у диференцијалном облику:

$$Ap_{(t)} = mv_{(t)}^{(1)} + \mu v_{(t)} \quad (6.2.6)$$

где су:

m - маса колица на којима се налази уређај за одецање,

μ - коефицијент вискозног трења.

Диференцирањем једначине (6.2.6) добија се као

$$Ap_{(t)}^{(1)} = m \frac{d^2 v}{dt^2} + \mu v_{(t)}^{(1)} \quad (6.2.6.1)$$

Решавањем једначине (6.2.6.1) по притиску добија се

$$p_{(t)}^{(1)} = \frac{m}{A} v_{(t)}^{(2)} + \frac{\mu}{A} v_{(t)}^{(1)} \quad (6.2.6.2)$$

Електрохидраулички систем за одсецање профила у покрету

Једначина одржања протока (6.2.2) у диференцијалном облику за систем, гласи

$$Q_{(t)} = K_c \left(\frac{m}{A} v_{(t)}^{(1)} + \frac{\mu}{A} v_{(t)} \right) + \frac{V}{B} \left(\frac{m}{A} v_{(t)}^{(2)} + \frac{\mu}{A} v_{(t)}^{(1)} \right) + A v_{(t)} \quad (6.2.7)$$

или,

$$Q_{(t)} = \frac{Vm}{BA} v_{(t)}^{(2)} + \left(\frac{V\mu+BK_cm}{BA} \right) v_{(t)}^{(1)} + \frac{K_c\mu+A^2}{A} v_{(t)} \quad (6.2.7.1)$$

Како би дошли до стања система једначину (6.2.7) можемо написати у облику

$$v_{(t)}^{(2)} = - \left(\frac{V\mu+BK_cm}{Vm} \right) v_{(t)}^{(1)} - \frac{(K_c\mu+A^2)B}{Vm} v_{(t)} + \frac{BA}{Vm} Q_{(t)} \quad (6.2.7.2)$$

Из једначине (6.2.7.1) примећује се да из првог сабирка добијамо промену притиска $\frac{m}{A} \cdot v_{(t)}^{(2)}$, а из другог притисак, $\frac{m}{A} \cdot v_{(t)}^{(1)}$.

Такође из једначине (6.2.7.2) се могу одредити природна непригушена учесталост цилиндра $\omega_n = \sqrt{\frac{(K_c\mu+A^2)B}{Vm}}$ и фактор пигушење система који износи

$$Z = \frac{V\mu+BK_cm}{2\sqrt{(K_c\mu+A^2)BVm}} \quad (6.2.8)$$

Уводимо смену,

$$\begin{aligned} v_{(t)} &= x_1 \\ v_{(t)}^{(1)} &= x_2 \end{aligned}$$

Одатле следи да су првобитна стања система

$$x_1^{(1)} = \quad \quad \quad x_2 \quad (6.2.9)$$

$$x_2^{(1)} = - \left(\frac{V\mu+BK_cm}{Vm} \right) x_2 - \frac{(K_c\mu+A^2)B}{Vm} x_1 + \frac{BA}{Vm} Q_{(t)} \quad (6.2.10)$$

У матричној форми, једначина (6.2.3) у простору стања ће бити:

$$\begin{Bmatrix} x_1^{(1)} \\ x_2^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{(K_c\mu+A^2)B}{Vm} & -\frac{V\mu+BK_cm}{Vm} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{BA}{Vm} \end{Bmatrix} Q_{(t)} \quad (6.2.11)$$

где је:

A - матрица реда 2x2

B - матрица улаза реда 2x1

Пошто је излаз из система $v_{(t)}$ једнак x_1 , даље је по једначини (6.2.4)

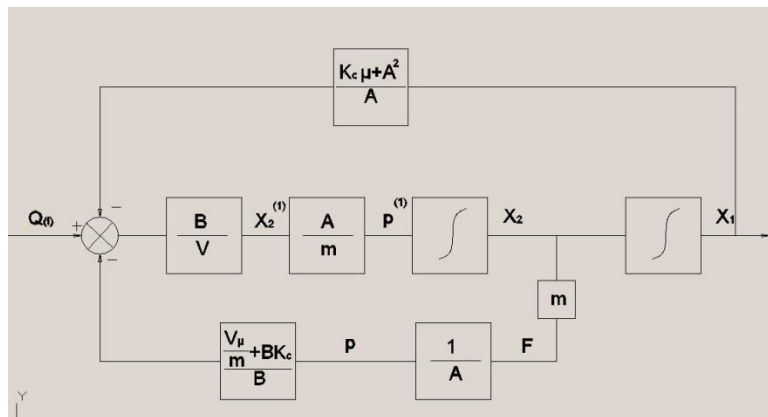
$$v_{(t)} = [1 \quad 0] \cdot \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} + [0] Q_{(t)} \quad (6.2.12)$$

Где је:

Q_(t) - вектор улаза,

v_(t) - вектор излаза.

Сада можемо нацртати шемтски дијаграм система, који је дат на слици 6.2.1



Slika 6.2.1 Шемтски дијаграм система

У случају да желимо да као излазну величину имамо положај уместо брзину колица, уводимо релацију (6.2.13)

$$v(t) = y(t)^{(1)} \quad (6.2.13)$$

Где је y тренутни положај колица, спрегнутих са хидрауличким цилиндром, и добија се директном интеграцијом брзине као улазне величине.

У Лапласовој нотацији преносна функција актуатора би гласила

$$G_{ak} = \frac{Y(s)}{Q(s)} = \frac{\frac{A}{(K_c\mu + A^2)}}{\frac{Vm}{(K_c\mu + A^2)B}s^3 + \frac{Vm + BK_cm}{(K_c\mu + A^2)B}s^2 + s} \quad (6.2.14)$$

6.3. ПРЕНОСНА ФУНКЦИЈА ПОГОНСКОГ ДЕЛА

Пошто смо нашли преносну функцију извршног дела алата за одсецње у покрету, потребно је наћи преносну функцију погонског дела и управљачког дела. Погонски део је електронски регулисана хидрауличка пумпа променљивог протока са серво разводником.

Тренутни теоретски проток клипне аксијалне пумпе променљивог протока се изражава преко једначине [1]

$$Q_{a(t)} = K_a \cdot \operatorname{tg} \alpha [m^3/s] \quad (6.3.1)$$

где је

$$K_a = \frac{d^2\pi}{4} z \cdot n \cdot D \quad (6.3.2)$$

За мале вредности угла α једначина (6.3.1) се може написати као

$$Q_{a(t)} = K_a \cdot \alpha(t)$$

Константа K_a зависи од конструктивних параметара пумпе,

$Q_{a(t)}$ - тренутни проток пумпе у $[m^3/s]$,

d - пречник цилиндра пумпе у $[m]$

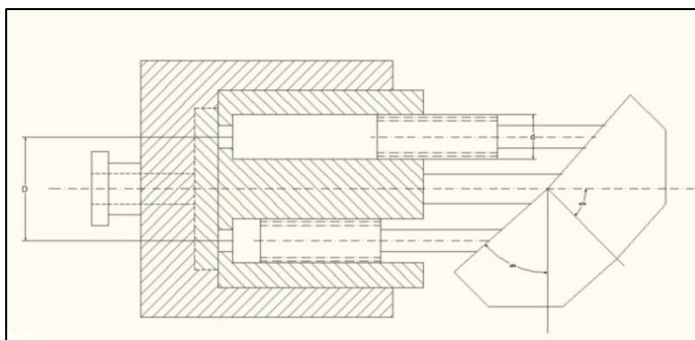
z - број цилиндара

D - пречник на коме су постављени цилиндри у $[m]$

α - угао њихајуће плоче пумпе према оси пумпе (тренутна вредност)

Електрохидраулички систем за одсецање профила у покрету

Промена угла њихајуће плоче мења радну запремину клипа клипно аксијалне пумпе и самим тим се мења проток који пумпа даје. Конструкциона шема аксијалне клипне пумпе променљивог протока дата је на слици 6.3.1.



Слика 6.3.1 - Конструкциона шема клипно аксијалне пумпе променљивог протока

Код старијих конструкција аксијалних клипних пумпи променљивог протока, промена угла њихајуће плоче α вршила се мануелно (дисконтинуирано) преко посебних механичких уређаја који су били саставни део пумпе [5]. Савремене конструкције пумпи дозвољавају континуирану промену угла њихајуће плоче у времену посредством управљачких хидрауличких цилиндара и серворазводника.

Посредством одговарајућих мерних уређаја (обично су то линеарни варијабилни диференцијални трансформатори ЛВДТ) могуће је у сваком тренутку у времену имати тачне податке о вредности угла њихајуће плоче.

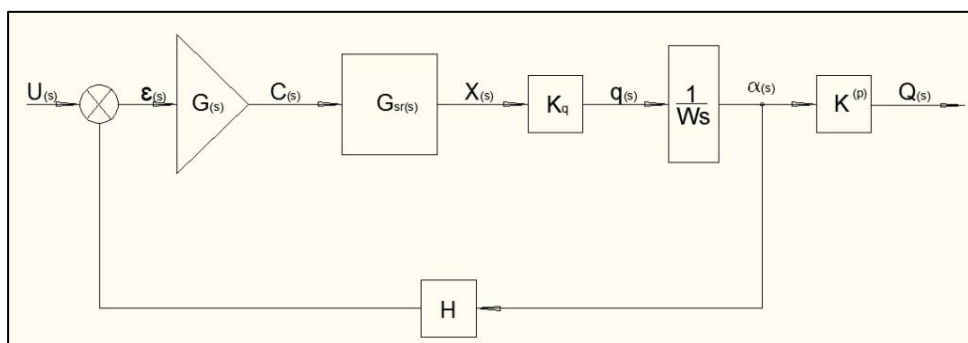
Свака електронски регулисана пумпа се састоји из основног пумпиног механизма и механизма за постављање управљачке величине (α). Тај механизам се обично састоји из хидрауличног цилиндра за регулацију којим се управља посредством електрохидрауличног серворазводника и самим тим мења управљачка величина. Вредност променљиве управљачке величине зависи од вредности протока који доспева из серворазводника у цилиндар за регулацију.

Проток на излазу из серворазводника је функција померања разводног елемента, а померање разводног елемента је функција побуђивања торзионог мотора који је са њим спрегнут. У зависности од напона напајања торзионог мотора серворазводника добија се одговарајући проток на излазу из серворазводника. На овај начин могуће је електронски управљати интензитетом и смером протока пумпе [3].

Постављањем ЛВДТ-а могуће је у сваком тренутку регистровати напонски сигнал и стварне вредности управљачких величина. Напонска вредност води се на дискриминатор где се врши његово поређење са конкретним напонским сигналом. На излазу из дискриминатора генерише се напонски сигнал грешке који се води до сервопојачивача, а затим на торзиони мотор серворазводника који активира разводни елемент разводника.

У тренутку достизања жељене вредности управљачке величине, разводни елемент серворазводника се зауставља у том положају и пумпа даје жељени проток све док се новим командним сигналом не одреди нова вредност протока пумпе [3].

Функционални дијаграм електронске регулације протока пумпе је дат на слици 6.3.2.



Слика 6.3.2 - Функционални дијаграм електронске регулације протока пумпе

где су:

$U_{(s)}$ - командни напон на улазу у електронски регулисану пумпу [V]

$C_{(s)}$ - напон на улазу у торзиони мотор сервоизводника [V]

$G_{sr(s)} = \frac{X_{(s)}}{C_{(s)}}$ - преносна функција сервоизводника

$\varepsilon_{(s)} = U_{(s)} - \alpha_{(s)} \cdot H$ - напонска грешка [V]

K_q - хидрауличко појачање сервоизводника које зависи од притиска његовог напајања и величине сервоизводника [$\frac{m^3/s}{m}$]

W - потребна запремина уља по јединици управљачке величине [m^3/rad]

$\alpha_{(t)}$ - управљачка величина [rad]

$X_{(s)}$ - померање разводног елемента разводника [m]

$q_{(s)}$ - проток сервоизводника [m^3/s]

H - појачање ЛВДТ-а [V/rad]

$G_{(s)}$ - преносна функција сервопојачивача

K^p - константа пумпе

$Q_{(s)}$ - проток пумпе [m^3/s]

Дакле командни напон пре него што се доведе на торзиони мотор се процесуира кроз такозвану унутрашњу петљу па је командни напон сигнал грешке, разлика командног напона и сигнала ЛВДТ-а [14].

$$\varepsilon_{sr(t)} = c_{(t)} - x_{e(t)} \quad [V] \quad (6.3.3)$$

$$x_{e(t)} = s x_{(t)} k_i \quad [V] \quad (6.3.4)$$

или,

$$x_{e(t)} = \frac{dx_{(t)}}{dt} k_i \quad [V] \quad (6.3.5)$$

где је:

$x_{(t)}$ – померање клипа сервоизводника [m]

K_v - коефицијент ЕМС торзионог мотора сервоизводника [$\frac{V}{m/s}$]

s – Лапласова променљива (први извод у временском домену)

Једначина која описује понашање торзионог мотора при командном напону је [14]:

$$Li^{(1)} + Ri = k_t \varepsilon_{sr(t)} \quad (6.3.6)$$

$$x = i$$

$$x^{(1)} = -\frac{R}{L} i + \frac{k_t}{L} \varepsilon_{sr(t)} \quad (6.3.6.1)$$

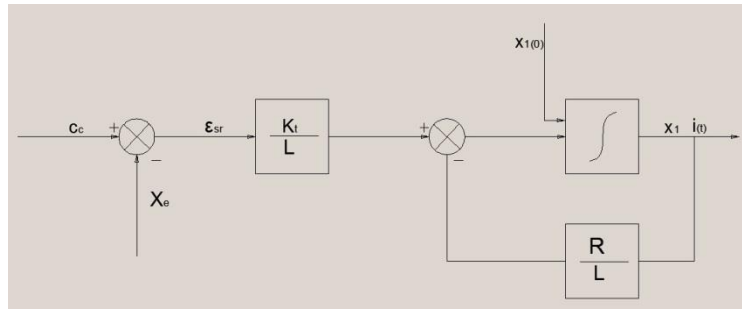
Одавде произилази модел простора стања

$$x^{(1)} = \left\{ -\frac{R}{L} \right\} x + \left\{ \frac{k_t}{L} \right\} \varepsilon_{sr(t)} \quad (6.3.6.2)$$

$$\dot{i} = \{1\}x + \{0\}\varepsilon_{sr(t)} \quad (6.3.6.3)$$

Електрохидраулички систем за одсецање профила у покрету

Функционални дијаграм торзионог мотора серворазводника је дат на слици 6.3.3,



Слика 6.3.3 - Функционални дијаграм торзионог мотора

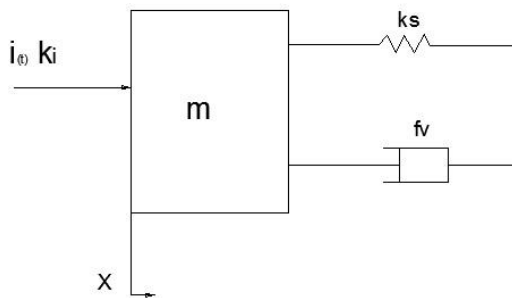
или у Лапласовој нотацији

$$LsI(s) + RI(s) = k_{t(s)} \varepsilon_{sr}(s) \quad (6.3.7)$$

Стога, Преносна функција торзионог мотора гласи

$$\frac{I(s)}{\varepsilon_{sr}(s)} = \frac{1}{Ls+R} k_{t(s)} \quad (6.3.7.1)$$

Померање клипа серворазводника се математички може представити масом чије померање ублажава пригушник и опруга, и дато је на слици (6.3.4)



Слика 6.3.4 - Математички модел разводног елемента

Једначина која описује систем, по другом Њутновом закону гласи:

$$mx^{(2)}(t) = i(t)k_i - f_v x^{(1)}(t) - k_s x(t) \quad (6.3.8)$$

$$x^{(1)}(t) = \frac{1}{m} \int (i(t)k_i - f_v x^{(1)}(t) - k_s x(t)) dt \quad (6.3.9)$$

или у Лапласовој нотацији

$$\frac{X(s)}{I(s)} = \frac{k_i}{ms^2 + f_v s + k_s} \quad (6.3.10)$$

где је:

$x^{(1)}(t)$ – брзина разводног елемента

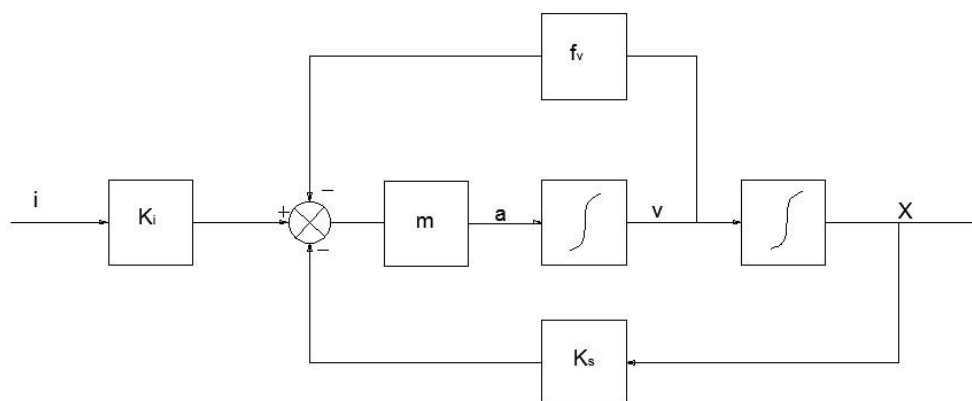
m - маса разводног елемента серворазводника $[kg]$

f_v - коефицијент вискозног трења између разводног елемента и тела серво разводника $[\frac{N}{m/s}]$

k_s - крутост опруге за центрирање разводног елемента серворазводника $[N/m]$

$x(t)$ - померање разводног елемента разводника $[m]$

Функционални дијаграм разводног елемента је дат на слици 6.3.5.



Слика 6.3.5 - Функционални дијаграм разводног елемента

Из преносне функције се види да је појачање k_i , а природна учесталост једнака корену односа константе опруге и масе разводног елемента, тј. $\omega_n = \sqrt{\frac{k_s}{m}}$, а релативни фактор пигушења износи $Z = \frac{f_v}{2} \sqrt{\frac{k_s}{m}}$

Пошто је већ речено да се напон прво процесуира кроз такозвани унутрашњу петљу, можемо наћи комплетну преносну функцију серворазводника типа Racine-Vickers-Amstrong, а ради лакшег рачуна извешћемо је у Лапласовој нотацији.

Пошто је:

$$\frac{X(s)}{I(s)} = \frac{k_i}{ms^2 + f_v s + k_s} \quad (6.3.11)$$

А преносна функција грешке напона и струје:

$$\frac{I(s)}{\varepsilon_{sr}(s)} = \frac{1}{Ls + R} k_c(s) \quad (6.3.12)$$

Можемо написати:

$$\frac{X(s)}{\varepsilon_{sr}(s)} = \frac{k_t k_i}{ms^2(Ls + R) + f_v s(Ls + R) + k_s(Ls + R)} \quad (6.3.13)$$

$$\frac{X(s)}{\varepsilon_{sr}(s)} = \frac{k_t k_i}{mLs^3 + (mR + f_v L)s^2 + (f_v R + k_s L)s + k_s R}$$

$$X(s)(mLs^3 + (mR + f_v L)s^2 + (f_v R + k_s L)s + k_s R) = k_t k_i \varepsilon_{sr}(s)$$

Како је грешка једнака разлици улаза у систем и померања разводног елемента са интегралним и пропорцијалним појачањем $x_{e(s)} = s x(t) k_v$ написаћемо:

$$\varepsilon_{sr}(s) = c(s) - x_{e(s)} \quad (6.3.14)$$

Електрохидраулички систем за одсецање профила у покрету

Одатле следи

$$X_{(s)}(mLs^3 + (mR + f_vL)s^2 + (f_vR + k_sL)s + k_sR) = k_t k_i (c_{(s)} - s x_{(s)} k_v) \quad (6.3.15)$$

или

$$x^{(3)} mL + x^{(2)}(mR + f_vL) + x^{(1)}(f_vR + k_sL + k_c k_i k_v) + k_s R x = k_t k_i c_{(t)} \quad (6.3.15.1)$$

Стања система су:

$$x_1 = x$$

$$x_1^{(1)} = x_2 = x^{(1)}$$

$$x_2^{(1)} = x_3 = x^{(2)}$$

$$x_3^{(1)} = -\frac{k_s R}{mL} x_1 - \frac{(f_v R + k_s L + k_t k_i k_v)}{mL} x_2 - \frac{(mR + f_v L)}{mL} x_3 + k_t k_i c_{(t)} \quad (6.3.16)$$

Дакле,

$$x_1^{(1)} = x_2$$

$$x_2^{(1)} = x_3$$

$$x_3^{(1)} = -\frac{k_s R}{mL} x_1 - \frac{(f_v R + k_s L + k_t k_i k_v)}{mL} x_2 - \frac{(mR + f_v L)}{mL} x_3 + k_t k_i c_{(t)} \quad (6.3.16.1)$$

Модел простора стања система, матричним моделом са матрицама улаза **A** и матрицом излаза **B**, гласи:

$$\begin{Bmatrix} x_1^{(1)} \\ x_2^{(1)} \\ x_3^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_s R}{mL} & -\frac{(f_v R + k_s L + k_t k_i k_v)}{mL} & -\frac{(mR + f_v L)}{mL} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_t k_i \end{bmatrix} \cdot c_{(t)} \quad (6.3.16.2)$$

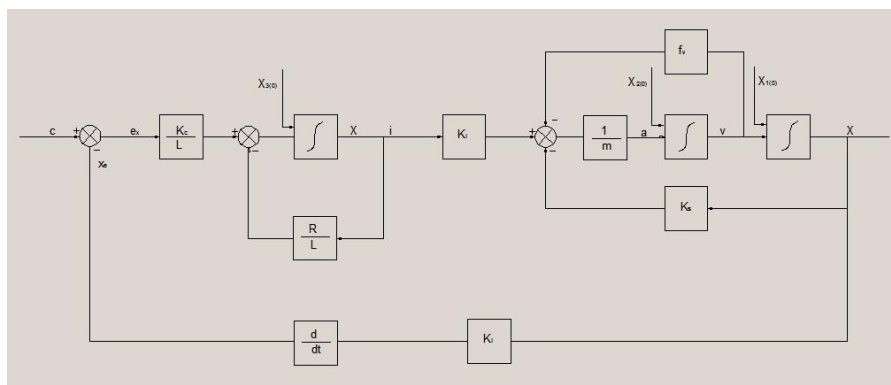
$$x = [1 \ 0 \ 0]^T \cdot \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} + [0] \cdot c_{(t)} \quad (6.3.16.3)$$

где је:

x - вектор излаза

c - вектор улаза

Функционални дијаграм серво-разводника типа (Racine-Vickers-Amstrong) је дат на слици 6.3.6.



Слика 6.3.6 - Функционални дијаграм серво-разводника типа (Racine-Vickers-Amstrong)

где су:

- $c_{(t)}$ - напон на улазу у торзиони мотор серворазводника [V]
 $x_{(t)}$ - померање разводног елемента разводника [m]
 $L_{(t)}$ - индуктивитет намотаја торзионог мотора [H]
 R - отпорност намотаја торзионог мотора [Ω]
 k_t - коефицијент појачања торзионог мотора серворазводника [N/A]
 m - маса разводног елемента серворазводника [kg]
 f_v - коефицијент вискозног трења између разводног елемента и тела серво разводника [$\frac{N}{m/s}$]
 k_s - крутост опруге за центрирање разводног елемента серворазводника [N/m]
 k_i - коефицијент ЕМС торзионог мотора серворазводника [$\frac{V}{m/s}$]

У општем облику преносна функција серворазводника је

$$G_{sr}(s) = \frac{D}{As^3 + Bs^2 + Cs + 1} \quad (6.3.17)$$

одатле следи:

$$A = \frac{mL}{K_s R} ; B = \frac{(f_v L + mR)}{K_s R} ; C = \frac{(K_s L + k_t k_i k_v + f_v R)}{K_s R} ; D = \frac{k_t k_i}{K_s R}$$

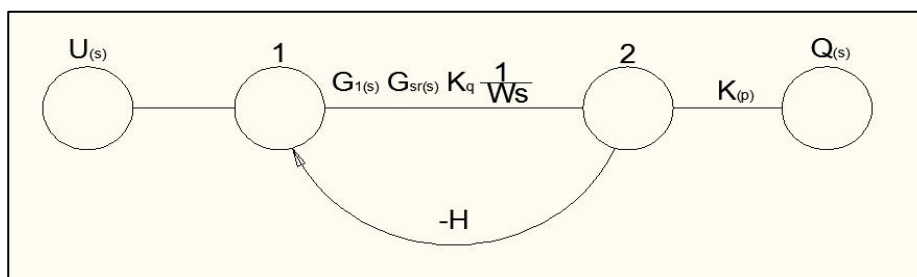
Треба напоменути да је функција преноса између помераја разводног елемента и промене угла косе плоаче једнака[1]

$$G\alpha(s) = \frac{\alpha(s)}{x(s)} = K_q \frac{1}{Ws} \quad (6.3.18)$$

где су:

- K_q - хидраулично појачање серворазводника које зависи од притиска његовог напајања и величине серворазводника [$\frac{m^2/s}{m}$]
 W – потребна запремина уља по управљачкој јединици [m^3/rad]

Преносна функција електронски регулисане пумпе добија се на сличан начин. Функционални дијаграм претворити у еквивалентни граф тока сигнала који је дат на слици 5.3.4



Слика 6.3.7 - Граф тока сигнала електронски регулисане пумпе

где су:

- $U_{(s)}$ - командни напон на улазу у електронски регулисану пумпу [V]
 $G_{ep}(s)$ - преносна функција серво-појачивача
 $G_{sr}(s)$ - преносна функција серво-разводника
 K_q - хидраулично појачање које зависи од притиска и величине серворазводника [$\frac{m^3/s}{m}$]
 W - потребна запремина уља по јединици управљачке величине [m^3/rad]
 K_p - константа пумпе
 $Q_{(s)}$ - проток пумпе [m^3/s]

Електрохидраулички систем за одсецање профила у покрету

Понашање електронског појачивача је динамичко и јако брзог одзива и може се сматрати тренутним, па се може представити као функција која је дата једначином (6.3.19) и биће коришћена у раду. Понашање се може исто тако представити као по једначини (6.3.19.1). Треба напоменути да ако се понашање електронског појачавача представи по једначини (6.3.19.1), преносна функција електрично регулисане пумпе ће бити осмог реда

$$G_{ep(s)} = \frac{U_i}{U_u} = \frac{C}{\varepsilon} = K_p \quad (6.3.19)$$

$$G_{ep(s)} = \frac{1}{Ts+1} \quad (6.3.19.1)$$

где је

K_p - статичко појачање појачивача

Дакле из графа тока сигнала са слике 6.3.7 следи,

$$\begin{aligned} P_1 &= G_{1(s)} \cdot G_{sr(s)} \cdot K_q \cdot \frac{1}{Ws} \cdot K^p \\ P_{11} &= -H \cdot G_{1(s)} \cdot G_{sr(s)} \cdot K_q \cdot \frac{1}{Ws} \\ \Delta &= 1 + H \cdot G_{1(s)} \cdot G_{sr(s)} \cdot K_q \cdot \frac{1}{Ws} \end{aligned}$$

Стога, принципом Масон-ове формуле за одређивање преносне функције, преносна функција погонског дела је:

$$G(s) = \frac{Q(s)}{U(s)} = \frac{P_1}{\Delta} \quad (6.3.20)$$

$$G(s) = \frac{G_{1(s)} \cdot G_{sr(s)} \cdot K_q \cdot \frac{1}{Ws} \cdot K^p}{1 + H \cdot G_{1(s)} \cdot G_{sr(s)} \cdot K_q \cdot \frac{1}{Ws}} \quad (6.3.20.1)$$

Увођењем преносне функције сервоизводника добија се преносна функција електронски регулисане пумпе:

$$G(s) = \frac{K_p \cdot \frac{D}{As^3 + Bs^2 + Cs + 1} \cdot K_q \cdot \frac{1}{Ws} \cdot K^p}{1 + H \cdot K_p \cdot \frac{D}{As^3 + Bs^2 + Cs + 1} \cdot K_q \cdot \frac{1}{Ws}}$$

па је,

$$G(s) = \frac{\frac{K_p \cdot K_q \cdot K^p \cdot D}{Ws(As^3 + Bs^2 + Cs + 1)}}{\frac{H \cdot K_p \cdot K_q \cdot D + Ws(As^3 + Bs^2 + Cs + 1)}{Ws(As^3 + Bs^2 + Cs + 1)}}$$

$$G(s) = \frac{K_p \cdot K_q \cdot K^p \cdot D}{WAs^4 + WBs^3 + WCs^2 + Ws + H \cdot K_p \cdot K_q \cdot D}$$

Множењем једначине са $\frac{1}{WA}$, добија се:

$$G(s) = \frac{\frac{K_p \cdot K_q \cdot K^p \cdot D}{WA}}{s^4 + \frac{B}{A}s^3 + \frac{C}{A}s^2 + \frac{1}{A}s + \frac{H \cdot K_p \cdot K_q \cdot D}{AW}}$$

Ради поједностављења уводимо смене, па ће преносна функција електронски регулисане пумпе бити у основном облику:

$$\frac{Q(s)}{U(s)} = \frac{N}{s^4 + as^3 + bs^2 + cs + d} \quad (6.3.22)$$

где су:

$$a = \frac{B}{A} ; \quad b = \frac{C}{A} ; \quad c = \frac{1}{A} ; \quad d = \frac{H \cdot K_p \cdot K_q \cdot D}{AW} ; \quad N = \frac{K_p \cdot K_q \cdot K^p \cdot D}{WA}$$

До стања система дођићемо претварањем функције преноса у четири диференцијалне једначине првог реда, како је:

$$Q(s)(s^4 + as^3 + bs^2 + cs + d) = NU(s) \quad (6.3.23)$$

$$q^{(4)} + aq^{(3)} + bq^{(2)} + cq^{(1)} + dq = nu_{(t)} \quad (6.3.23.1)$$

Стања система су:

$$x_1 = q_{(t)}$$

$$x_1^{(1)} = x_2 = q_{(t)}^{(1)}$$

$$x_2^{(1)} = x_3 = q_{(t)}^{(2)}$$

$$x_3^{(1)} = x_4 = q_{(t)}^{(3)}$$

$$x_4^{(1)} = -dx_1 - cx_2 - bx_3 - ax_4 + nu_{(t)} \quad (6.3.24)$$

Систем диференцијалних једначина првог реда гласи:

$$x_1^{(1)} = x_2$$

$$x_2^{(1)} = x_3$$

$$x_3^{(1)} = x_4$$

$$x_4^{(1)} = -dx_1 - cx_2 - bx_3 - ax_4 + nu_{(t)} \quad (6.3.25)$$

Стога, модел простора стања система систем је:

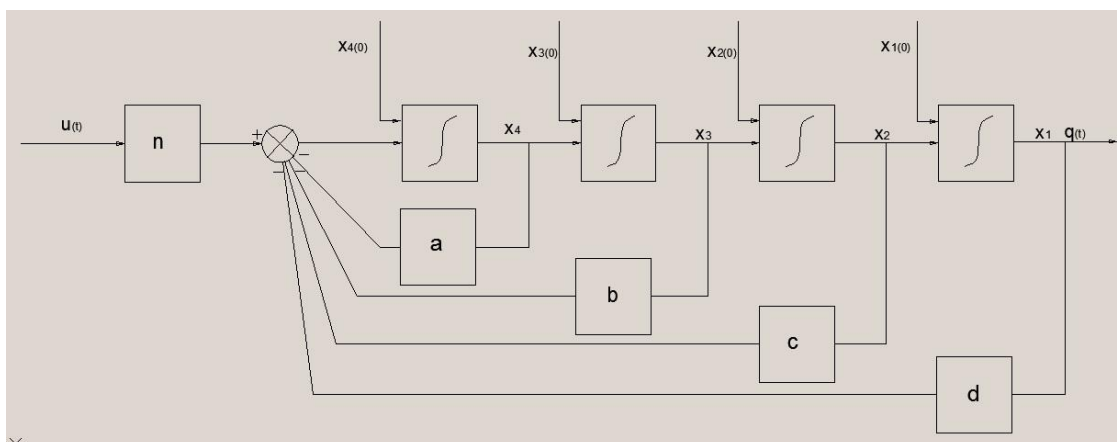
$$\begin{Bmatrix} x_1^{(1)} \\ x_2^{(1)} \\ x_3^{(1)} \\ x_4^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{H \cdot K_p \cdot K_q \cdot D}{AW} & -\frac{K_s R}{mL} & -\frac{(K_s L + K_c K_i \cdot K_v + f_v R)}{mL} & -\frac{(f_v L + mR)}{mL} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{K_p \cdot K_q \cdot K^p \cdot D}{WA} \end{bmatrix} \cdot u_{(t)} \quad (6.3.26)$$

А вектор излаза по једначини (5.2.4) ће бити:

$$y = Cx_{(t)} + Du_{(t)}$$

Електрохидраулички систем за одсецање профила у покрету

$$\mathbf{q}(t) = [1 \ 0 \ 0 \ 0]^T \cdot \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \cdot u(t) \quad (6.3.27)$$



Слика 6.3.8 – Шематски дијаграм погонског дела електронски регулисане пумпе

Пошто смо нашли преносне функције актуатора и погонског дела можемо написати преносну функцију система која је седмог реда

$$G_{sis} = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{MN}{es^7 + (f + ae)s^6 + (g + af)s^5 + (ag + be + ce)s^4 + (bf + cf + de)s^3 + (bg + cg + df)s^2 + dgs}$$

где је:

$$\begin{aligned} a &= \frac{(f_v L + mR)}{mL} ; \quad b = \frac{(K_s L + k_c k_i \cdot K_v + f_v R)}{mL} ; \quad c = \frac{K_s R}{mL} ; \quad d = \frac{H \cdot K_p \cdot K_q \cdot D}{AW} ; \\ e &= \frac{Vm}{(K_c \mu + A^2)B} ; \quad f = \frac{V\mu + BK_c m}{(K_c \mu + A^2)B} ; \quad g = 1 \\ N &= \frac{K_p \cdot K_q \cdot K^p \cdot D}{WA} ; \quad M = \frac{A}{(K_c \mu + A^2)} \end{aligned}$$

Ради лакшег писања увођемо замене па ће преносна функција електронски регулисане пумпе променљивог протока гласити

$$G_{sis} = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K}{\alpha s^7 + \beta s^6 + \gamma s^5 + \delta s^4 + \epsilon s^3 + \zeta s^2 + \eta s} \quad (6.3.28)$$

где је:

$$\begin{aligned} \alpha &= e ; \quad \beta = (f + ae) ; \quad \gamma = (g + af) ; \quad \delta = (ag + be + ce) ; \quad \epsilon = (bf + cf + de) ; \\ \zeta &= (bg + cg + df) ; \quad \eta = dg \end{aligned}$$

па ће бити

$$\alpha y^{(7)} + \beta y^{(6)} + \gamma y^{(5)} + \delta y^{(4)} + \epsilon y^{(3)} + \zeta y^{(2)} + \eta y^{(1)} = K u(t) \quad (6.3.29)$$

Стања систем су, из једначине (6.3.29).

$$y_{(t)} = y_1$$

$$y_1^{(1)} = y_2$$

$$y_2^{(1)} = y_3$$

$$y_3^{(1)} = y_4$$

$$y_4^{(1)} = y_5$$

$$y_5^{(1)} = y_6$$

$$y_6^{(1)} = y_7$$

$$y_7^{(1)} = -\frac{\eta}{\alpha}y_2 - \frac{\zeta}{\alpha}y_3 - \frac{\epsilon}{\alpha}y_4 - \frac{\delta}{\alpha}y_5 - \frac{\gamma}{\alpha}y_6 - \frac{\beta}{\alpha}y_7 + \frac{K}{\alpha}u_{(t)} \quad (6.3.30)$$

На крају добијамо модел простора стања система електронски регулисане пумпе променљивог протока, у матричном моделу. Матрица A је реда 7×7 а матрица излаза B је реда 7×1 . Из једначине (5.2.3) и (5.2.4)

$$\mathbf{x}^{(1)} = \mathbf{A}x_{(t)} + \mathbf{B}u_{(t)}$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}x_{(t)} + \mathbf{D}u_{(t)}$$

Добија се:

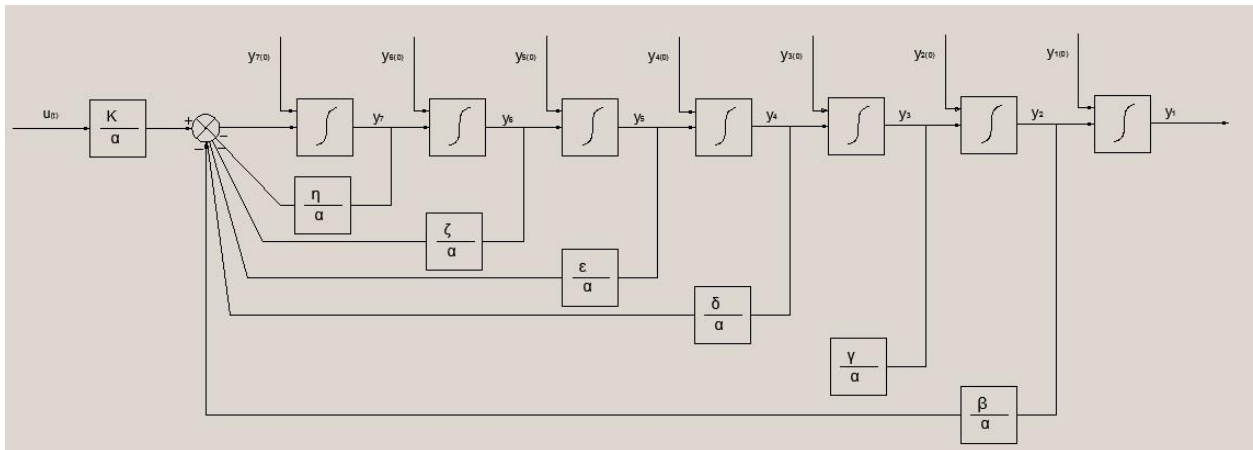
$$\begin{pmatrix} y_1^{(1)} \\ y_2^{(1)} \\ y_3^{(1)} \\ y_4^{(1)} \\ y_5^{(1)} \\ y_6^{(1)} \\ y_7^{(1)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{\eta}{\alpha} & -\frac{\zeta}{\alpha} & -\frac{\epsilon}{\alpha} & -\frac{\delta}{\alpha} & -\frac{\gamma}{\alpha} & -\frac{\beta}{\alpha} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \\ y_5 \\ y_6 \\ y_7 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{K}{\alpha} \end{pmatrix} \cdot u_{(t)} \quad (6.3.31)$$

Вектор излаза y_1 једнак је интеграцији y_2 , па је

$$y_1 = \int y_2 dt \quad (6.3.32)$$

Из свега сада можемо да нацртамо шематски дијаграм стања система електронски регулисане пумпе променљивог протока који је дат на слици (6.3.9).

Електрохидраулички систем за одсецање профила у покрету



Слика 6.3.9 – Шематски дијаграм електронски регулисане пумпе

Основа у истраживању система, је одређивање понашања система на различите побуде. У пракси, као основне побуде користе се одскочни и синусоидални сигнали побуде. Поред одзива основа истраживања су и Бодеоови дијаграми и Никвистови дијаграми стабилности.

$$G_{sis} = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K}{\alpha s^7 + \beta s^6 + \gamma s^5 + \delta s^4 + \epsilon s^3 + \zeta s^2 + \eta s}$$

или

$$G_{sis} = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K}{a_7 s^7 + a_6 s^6 + a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}$$

После израчунавања свих аргумената који стоје уз s , у програму MathLab лако се добијају полови, тј. стабилност система као и остали дијаграми. Треба да се напомене да је аргумент a_0 једнак нули.

```
>> num = [0 0 0 0 0 0 k]; < enter >
>> den = [a7 a6 a5 a4 a3 a2 a1 0]; < enter >
>> w = logspace(-2,3); < enter > #распон фреквеније од 0.01 – 1000 rad/s
>> bode(num,den,w) < enter > #Бодео дијаграм у распону фреквенција од 0.01 – 1000 rad/s
>> nyquist(num,den); < enter > #Никвистов дијаграм стабилности,
>> [mag, phase,w] = bode(num,den,w); < enter > #Јачина сигнала и фаза у распону
#фреквенција од 0.01 – 1000 rad/s
>> margin(mag, phase,w) < enter > #одређивање претека фазе и појачања
```

За добијање полова, пригушења и фреквенције:

```
>> a = [a7 a6 a5 a4 a3 a2 a1 0]; damp(a) < enter >
```

или за одређивање полова карактеристичне једначине:

```
>> p = [a7 a6 a5 a4 a3 a2 a1 0]; < enter >
>> r = roots(p) < enter >
```

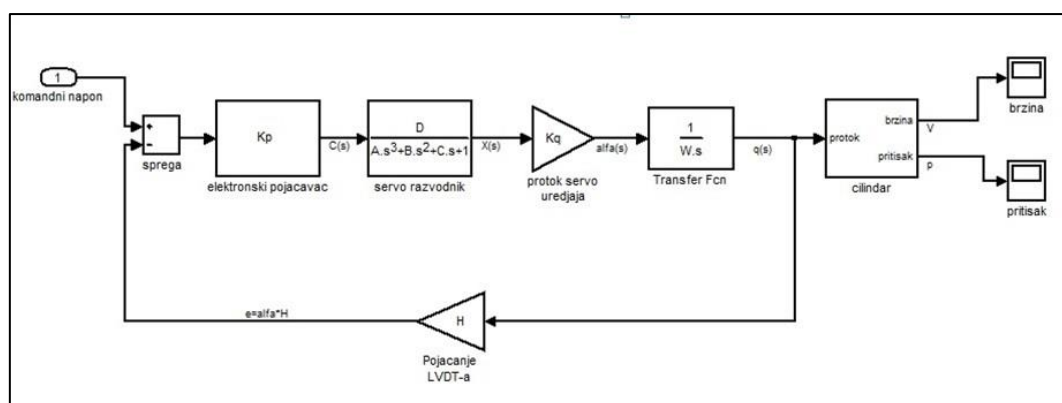
Одзиви

```
>> num = [0 0 0 0 0 0 k]; < enter >
>> den = [a7 a6 a5 a4 a3 a2 a1]; < enter >
>> step = [num,den]; < enter >
```

Одзив система на одскочну побуду

7. ЗАКЉУЧАК

Из рада се види да је преносна функција целог система за одсецање на меру у покрету, заједно са погонским, управљачким и актуаторским делом, сложена функција седмог реда или осмог реда и представља релативно сложен систем аутоматског управљања, што не умањује њену улогу у савременим индустријским системима аутоматског управљања. Репрезентација система у простору стања знатно олакшава одређивање тражених величина (стања систем). У матричној нотацији систем се своди на моделе у времену а не у функцији по комплексној променљивој. Највећа предност репрезентације система простором стања је, даље олакшан процес пројектовања и оптимизације параметара система као и одређивање контролабилности и обсервивости система. Такође при оптимизацији система компензација повратне спреге је важан фактор при управљању. На слици 7.1 дата је шема система за одсецање на меру у покрету урађена у програму MathLab са командним напоном као улазном величином и брзином и притиском као излазним величинама.



Слика 7.1 - Шема система за одсецање на меру у покрету

8. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Јањић, П.М.: **О преносној функцији електронски регулисане хидрауличке пумпе променљивог протока**, Војнотехнички Гласник, 2/81, Београд, 1981.
- [2] Јањић, П.М.: **Примена електрохидрауличких погона у системима за одсецање хладно обликованих профила и цеви на одређене дужине**, Стројарство 25, Загреб, 1983.
- [3] Абдули, Р., Цинер, П.: **Електрохидраулички серво системи**, ООУР „Слободан Јовић“, Београд, 1987.
- [4] Цинер, П.: **Хидраулички уређаји**, Технички школски центар, Загреб, 1980.
- [5] Корбар, Р.: **Пнеуматика и хидраулика**, Велеучилиште у Карловцу, Карловац, 2007.
- [6] **Вискозност текућине**, Медицински факултет, Осиек, 2010.
<http://www.physics.mefos.hr/praktikum/viskoznost/viskoznost.htm>
- [7] Сорић, И.: **Статика флуида**, Кемијско- технолошки факултет Свеучилишта у Сплиту, Сплит, 2011.
- [8] Михајловић Г.: **Трибологија**, Виша механичка машинска школа, Трстеник, 2004.
- [9] Пешић, М., Миленковић, В.: **Ваљање челичних лимова**, НИП „Техничка књига“, Београд, 1963.
- [10] Живковић, М.: **Основи пројектовања (радни материјал)**, Висока техничка машинска школа струковних студија, Трстеник, 2012.
- [11] Богдановић, Б., Никодијевић, Д., Вулић, А.: **Хидраулички и хидромеханички преносници снаге**,
- [12] Николић, И., Ранковић, В. : **Инжењеринг и анализа система**, Универзитет у Крагујевцу, МФК, ТЕМПУС, Крагујевац 2009
- [13] Стојић, М. : **Континуални системи аутоматског управљања**, Универзитет у Београду, Грађевинска књига, Београд 1978.
- [14] **Servo valve, Hydraulic – Equations**, Google.
- [15] Merritt, H. E.: **Hydraulic Servo Valve Construction plus Moog**, Hydraulic Control Systems, J. Wiley, 1967.
- [16] Sharifi, M.: **Modeling and simulation of a hydraulic servosystem for position control**, Univerzitet Teheran, 2010
- [17] Abdelhalim, A. : **Mechanical Model of Servo-Hydraulic-Systems**
- [18] Gordić D., Babić, M., Jovičić, N.: **Modeling Of Spool Position Feedback Servovalves**, International Journal Of Fluid Power 2004.
- [19] Tewari, A. : **Modern Control Design**, Indian Institute Of Technology, Kanpur, India, 2002
- [20] Bequette, B. W. : **Process Dynamics, Modeling, Analysis and Simulation**, Rensselaer Polytechnic Institute, Prentice Hall PTR, 1998.