

MAŠINSKI FAKULTET UNIVERZITETA U NIŠU

ELEKTROHIDRAULIČNI KORAČNI MOTOR

Seminarski rad

Predmetni nastavnik

Dr. Vlastimir Nikolić

Student

Marko Kovandžić

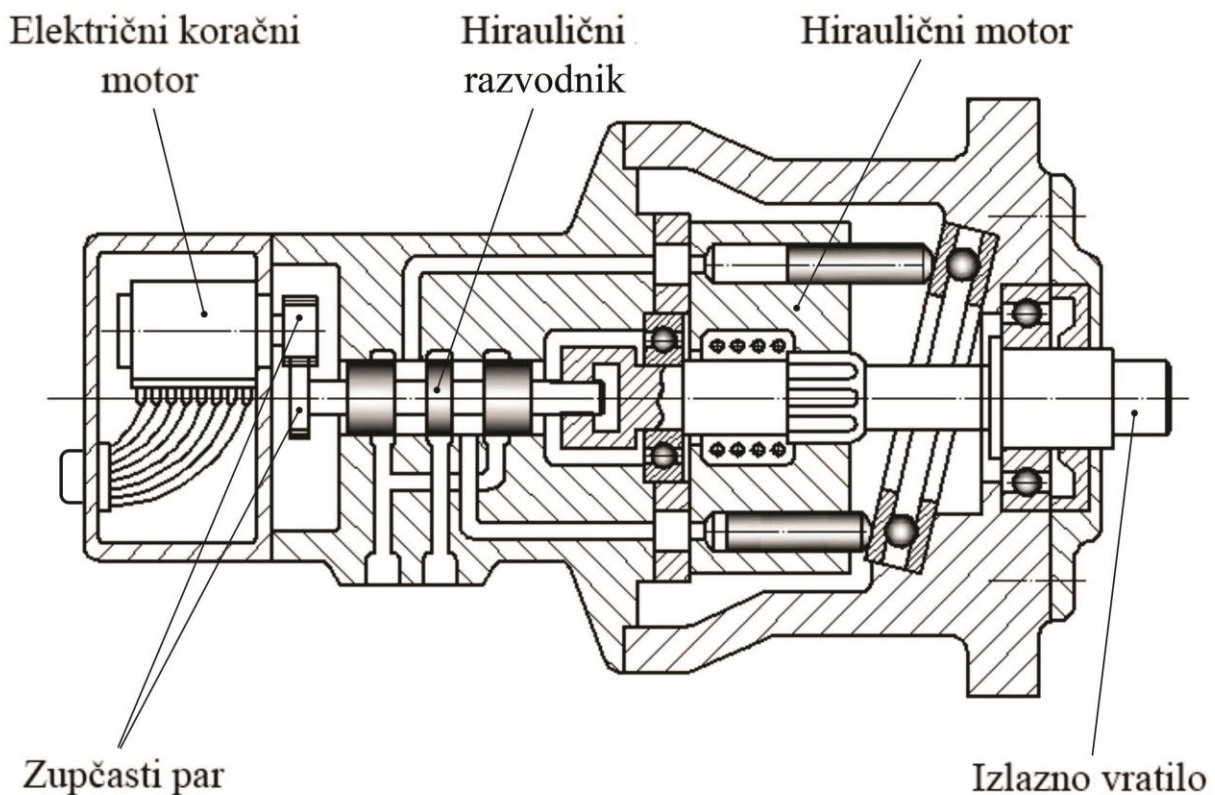
Uvod

Elektro hidraulični koračni motor (EHKM) je sredstvo koje koristi električni koračni motor, koji ima relativno malu snagu, za upravljanje velikom snagom koju stvara hidraulični motor. Sastoji se od sledećih komponenti:

1. Električni koračni motor
2. Hidraulični razvodnik
3. Hidraulični motor

Navedene tri komponente, integrisane u jedinstvenu pogonsku celinu, obezbeđuju precizno kontrolisani izlaz velikog obrtnog momenta, nekoliko stotina puta većeg od obrtnog momenta električnog koračnog motora. Električni koračni motor i hidraulični razvodnik u ovom sistemu iskorišćeni su kao upravljački organi. Njihova funkcija je upravljanje rotacijom hidrauličnog motora. Hidraulični motor je najvažnija komponenta EHKM sistema jer njegove radne karakteristike određuju radne karakteristike čitavog sistema.

Na slici 1 prikazana je uprošćena šema EHKM sistema na kojoj su označeni sastavni delovi koji igraju presudnu ulogu u obavljanju njegove funkcije.



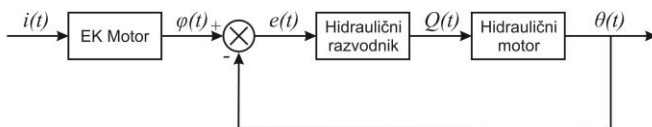
Sl. 1 Šematski prikaz elektrohidrauličnog koračnog motora

Princip rada

Električni deo ovog sistema čini električni koračni motor. Ovaj motor odgovara diskretnim rotacionim pomeranjem na svaki električni impuls (kontakt) koji primi od kontrolera. Ukupan pređeni put suma je svih diskretnih uglovnih pomeraja osovine motora i odgovara broju primljenih impulsa. To znači da se brojem električnih impulsa može jednostavno i precizno kontrolisati uglovna pozicija a frekvencijom ponavljanja ovih impulsa ugaona brzina električnog koračnog motora. Ovaj motor može samostalno da se koristi ali je njegova upotreba ograničena relativno malom snagom.

Da bi se dobila veća snaga na izlazu električnom koračnom motoru se pridružuju hidraulične komponente (hidraulični razvodnik i hidraulični motor). Rotaciono pomeranje osovine električnog koračnog motora prenosi se, direktno ili preko zupčastog prenosnika, na klizač proporcionalnog hidrauličnog razvodnika. Ovaj klizač, izrađen u vidu tri kruto spojena klipa, slobodan je da vrši rotaciono i translaciono kretanje duž svoje uzdužne ose. Sa suprotne strane, u odnosu na električni koračni motor klizač je spojen sa izlaznom osovinom hidrauličnog motora. Ovaj spoj izrađen je u vidu regulacione zavojnice (navojnog spoja) koja relativno rotaciono kretanje između klizača i osovine hidrauličnog motora pretvara u translaciono kretanje klizača. Posledica ovakve konstrukcije je da svakom rotacionom pomeranju električnog koračnog motora odgovara translaciono pomeranje klizača hidrauličnog razvodnika. Izlazni obrtni moment koračnog motora mora biti dovoljno veliki da savlada sile otpora koje se suprotstavljaju aksijalnom pomeranju klizača. Ove sile proporcionalne su veličini protoka kroz hidraulični razvodnik. Da bi EHKM sistem mogao da obavlja svoju funkciju upotrebljeni hidraulični razvodnik mora da ima proporcionalnu karakteristiku. To znači da svako, i najmanje, pomeranje klizača hidrauličnog razvodnika mora da dovede do momentalnog otvaranja njegovog izlaznog strujnog voda.

Na dve izlazna strujna voda hidrauličnog razvodnika vezani su dva voda hidrauličnog motora. Dovođenjem u vezu napojnog voda hidrauličnog razvodnika sa jednim od vodova hidrauličnog motora istovremeno se dovodi u vezu drugi vod motora sa izlaznim vodom razvodnika. Između vodova hidrauličnog motora javlja se razlika u pritisku usled čega kroz njega protiče hidraulični fluid i motor se okreće.

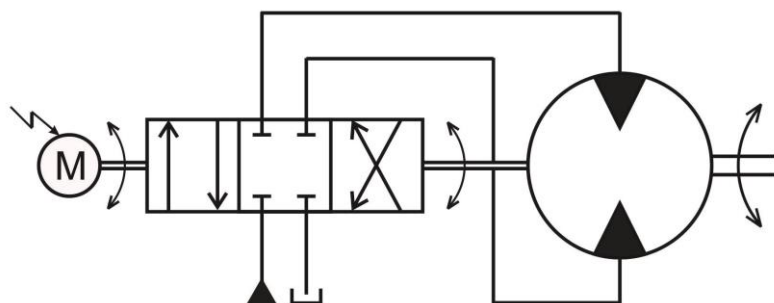


Sl. 2 Blok dijagram EHKM sistema

Primenom opisane konstrukcije omogućeno je poštanje u rad hidrauličnog motora uz pomoć EK motora na posredan način tj. uz pomoć hidrauličnog razvodnika.

Kada se hidraulični motor okrene dolazi do relativnog rotacionog kretanja između ose hidrauličnog motora i klizača hidrauličnog razvodnika ali u smeru suprotnom od smera kretanja koji klizač ima prilikom puštanja motora u rad. Regulaciona zavojnica pretvara ovo kretanje u translaciono kretanje usled kojeg se klizač razvodnika vraća u neutralni položaj. U ovom položaju strujni vodovi su zatvoreni zbog čega prestaje i rotaciono kretanje hidrauličnog motora. Pošto su klizač razvodnika i hidraulični motor spojeni istom zavojnicom rezultujući uglovni pomeraj hidrauličnog motora biće jednak uglovnom pomeraju klizača razvodnika odnosno ovi elementi će se okretati sinhrono. Regulaciona zavojnica u EHKM sistemu predstavlja mehaničku povratnu spregu koja ovaj sistem čini servo sistemom. Na slici 2 prikazan je blok dijagram koji opisuje tok signala u EHKM sistemu.

Iz gornjeg objašnjenja očigledno je da navedena konstrukcija obazbeđuje upravljanje isključivo uglovnim pomeranjem hidrauličnog motora, dok se za njegov pogon koristi hidrauilčna pumpa kao izvor radnog fluida. Na izlaznom vratilu EHKM sistema dobija se obrtni momenti čiji intenzitet nije u vezi sa intenzitetom obrtnog momenta električnog koračnog motora. Međutim uglovno pomeranje i ugaona brzina vratila hidrauličnog motora izuzetno precizno prate uglovno pomeranje i ugaonu brzinu električnog koračnog motora, nezavisno od spoljašnjeg opterećenja. Upotrebom opšte prihvaćenih simbola za šematsko predstavljanje hidrauličnih kola EHKM sistem se može predstaviti kao na slici 3.



Sl. 3 Simbolički prikaz EHKM sistema

Ako spoljne sile pokušaju da pomere hidraulični motor iz njegovog stanja mirovanja klizač hidrauličnog razvodnika pomera se u smeru koji uzrokuje rotaciju hidrauličnog motora u suprotnom smeru suprotstavljajući se dejstvu spolješnjih sila. Ovo će se dešavati čak i u slučaju da u motoru postoji značajno unutrašnje propuštanje (curenje) hidrauličnog fluida. Na ovaj način je ostvarena funkcija kočnice odnosno onemogućeno je kretanja signala u suprotnom smeru (od izlaza prema ulazu).

Povratna sprega između hidrauličnog motora i, koračnim motorom vođenog, razodnika je mehanička i unutrašnja. Jedini slučaj kada pomeranje hidrauličnog motora neće odgovarati pomeranju klizača hidrauličnog razvodnika je ako spoljašnje opterećenje prevaziđe snagu hidrauličnog motora. Hidraulični motor će se, u tom slučaju, zaustaviti ali će električni koračni motor nastaviti da prima pulseve jer nema unutrašnje povratne sprege koja će pokazati da izlaz

hidrauličnog motora nije dostigao željenu poziciju. Pod uticajem pulseva električni koračni motor će nastaviti da se okreće sve do momenta kada klizač hidrauličnog razvodnika dostigne krajnji položaj. Na ovaj način nastaje razlika između predviđene i stvarne uglovne pozicije hidrauličnog motora što u nekim slučajevima može dovesti do havarije sistema. Ovakav razvoj događaja može se preduprediti ugradnjom mikroprekidača koji će signalizirati kontroleru da je klizač dostigao krajnji (kritičan) položaj. Kontroler će reagovati preventivno isključivanjem sistema i na taj način sprečiti eventualno oštećenje mašine.

Osnovne prednosti EHKM rešenja su jednostavno upravljanje i visoka preciznost. Za ostvarenje povratne sprege nisu neophodni enkoderi za detektovanje pozicije i brzine osovine hidrauličnog motora. Netostaci se ogledaju u potrebnoj velikoj preciznosti izrade hidrauličnog razvodnika i regulacione zavojnice kao i neohodnosti upotrebe posebnog izvora hidraulične energije.

Tipična primena EHKM je za kontrolu pozicije i brzine kod mašina za proizvodnju tekstila, papira, kod različitih vrsti pogonskih valjaka, sistema za automatsko skladištenje, kod alatnih mašina, pokretnih traka, dizalica, elevatora i sl.

Električni koračni motor

Električni koračni motor (step motor) je elektromehanički inkrementalni aktuator (pokretač) koji konvertuje digitalne ulazne impulse, koje prima od kontrolera, u diskretne uglovne pomeraje izlazne osovine. Svaki ulazni impuls u odgovarajućem redosledu proizvodi elementarni pomak rotora. Ovaj pomak se naziva korak odakle potiče naziv koračni motor. Savremeni sistemi automatskog upravljanja često imaju potrebu za inkrementalnim kretanjem pa koračni motori imaju sve veću primenu.

Većina električnih motora ima rotor koji kontinualno rotira pod uticajem električnog signala. Kod ovakvih motora postoji direktan odnos između brzine rotacije i parametra napajanja. U zavisnosti od konfiguracije električnog motora to može biti napon, struja ili frekvencija. Ovakvi motori mogu biti upravljani isključivo primenom povratne sprege. Kod koračnog motora postoji direktan odnos između pozicije rotora i konfiguracije napajanja. Pomak između dve stabilne pozicije postiže se sa jednom ili više modifikacija napajanja namotaja statora. Kod ovog motora moguće je upravljanje pozicije, brzine kao i smeru rotora u otvorenoj petlji, bez povratne sprege, korišćenjem upravljačkih impulsa u odgovarajućem redosledu.

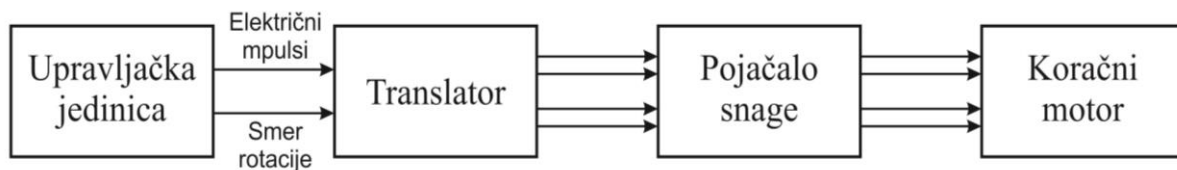
Koračni motori imaju brojne prednosti u odnosu na konvencionalne motore. Neke od ovih prednosti su:

- Nemaju četkice, komponente koje su najčešće sklone otkazivanju i zbog varničenja mogu biti veoma opasne u nekim primenama. Zbog toga je radni vek koračnih motora ograničen vekom ležajeva

- Okreću se predviđenom brzinom bez obzira na spoljašnje opterećenje sve dok ono ne prevaziđe snagu motora
- Omogućavaju upravljanje u otvorenom kolu, bez povratne sprege. Ugaona pozicija rotora poznata je, bez upotrebe enkodera, sve dok je spoljašnje opterećenje ne prevaziđe predviđene granice
- U stanju mirovanja održavaju poziciju osovine odnosno poseduju momenat kočenja
- Imaju odličan odziv prilikom pokretanja, zaustavljanja i promene smeru kretanja
- Greška u poziciji (3 – 5% po koraku) nije kumulativna
- Omogućavaju postizanje širokog opsega ugaonih brzina

Mane koračnih motora u odnosu na konvencionalne su:

- Mali obrtni moment
- Može da dođe do rezonancije u slučaju neadekvatnog upravljanja
- Nisu jednostavni za upravljanje u slučaju ekstremno velikih brzina rotacije

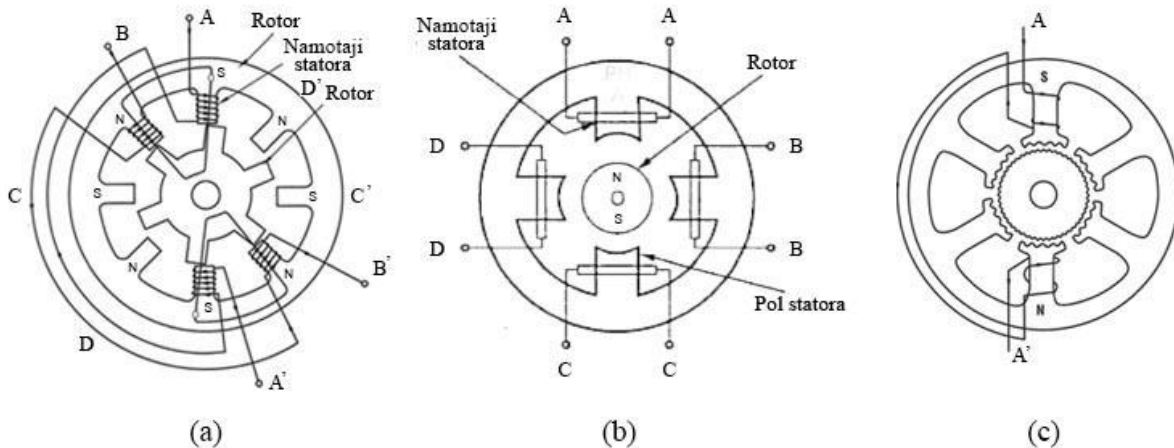


Slika 4. - Blok dijagram upravljanja koračnim motorom

Blok dijagram upravljanja koračnim motorom prikazan je na slici 4. Upravljačka jedinica (mikroprocesor), proizvodi upravljačke impulse i signale za smer rotacije saglasno zadatom broju koraka i brzini. Translator transformiše ulazne signale u logičku kombinaciju koja onda određuje odgovarajuću konfiguraciju napajanja. Pojačalo snage vrši pojačanje ovih signala i direktno napaja namotaje motora odgovarajućim naponima ili strujama. Funkcija translatora može se realizovati pomoću logičkih digitalnih modula. Uprkos činjenici da nema povratne sprege po poziciji koračni motor omogućava precizno pozicioniranje rotora. Ovakav režim rada, bez informacije o trenutnom položaju vratila motora, moguć je samo ako su promjene opterećenja neznatne. Tada brzina ponavljanja upravljačkih impulsa motora mora biti usaglašena sa prelaznim procesom u svakom koraku.

U cilju poboljšanja dinamičkog rada step motora, moguće je uvođenje digitalne povratne sprege po poziciji. U prisustvu povratne sprege motor će raditi uspešno i u uslovima znatnih promena opterećenja na izlaznom vratilu jer se tada brzina ponavljanja upravljačkih impulsa podešava automatski u zavisnosti od trenutne brzine motora i karakteristika opterećenja.

Postoje razni tipovi koračnih motora, zavisno od principa rada. U tehničkoj praksi susreću se tri tipa: koračni motor sa promjenljivom reluktansom, koračni motor sa permanentnim magnetom i hibridni koračni motor kao kombinacija predhodna dva rešenja.



Slika 5. – Različiti tipovi koračnog motora: (a) motor sa promenljivom reluktansom, (b) motor sa permanentnim magnetom, (c) hibridni motor

Poprečni presek motora sa promenljivom reluktansom prikazan je na slici 5-a. Na statoru ima Z_s zubaca, a na rotoru Z_r , $Z_s \neq Z_r$. Upravljački namotaji postavljeni su u parovima na dijametralne zupce statora. Kada se na stator dovede napon rotor motora se pomera sve dok se ne postavi u poziciju najmanjeg magnetnog otpora odnosno dok se ne poklopi osa zupca statora sa odgovarajućim zubcem rotora. U primeru na slici stator ima $Z_s = 8$ a rotor $Z_r = 6$ zubaca. Ravnotežni položaj ovog motora postiže se, na primer, kada protiče struja kroz namotaj A i A'. Da bi koračni motor napravio jedan korak, iz ovog ravnotežnog stanja, potrebno je da se prekine strujno kolo kroz namotaje A i A' i uspostavi kroz sledeći namotaj B i B'. Ugaono pomeranje koje odgovara jednom koraku određuje se na osnovu jednačine

$$\theta_k = 360^\circ \times (Z_s - Z_r) / Z_r Z_s \quad (1)$$

što je za navedeni primer $\theta_k = 15^\circ$. Kontinualno kretanje rotora ostvaruje se dovođenjem napona na upravljačke namotaje statora, jedan za drugim, u skladu sa njihovim ugaonim rasporedom. Za vreme rotacije rotora, menjaju se reluktansa i induktivnost namotaja. Ove varijacije utiču na moment koji razvija motor. Koračni motori sa promenljivom reluktansom imaju visok broj koraka po obrtaju i mali moment inercije, ali njihovi vazdušni zazori moraju biti veoma mali kako bi se dobio veliki obrtni moment. Odatle je njihova konstrukcija složena, a izrada skupa, pa imaju ograničenu primjenu.

Koračni motor sa permanentnim magnetom izveden je iz sinhronog motora. U statoru se formira rotirajuće magnetno polje dovođenjem električnih impulsa na namotaje statora u skladu sa njihovim prostornim rasporedom. Rotor sa permanentnim magnetom, pod uticajem rotorajućeg magnetnog polja, rotira usmjeravajući se prema polju statora. Uprošćena šema koračnog motora sa permanentnim magnetom data je na slici 5-b. Ugaono pomeranje koje odgovara jednom koraku zavisi od broja faza (namotaja) na statoru q_s . Kako je broj namotaja na statoru prostorno ograničen, u cilju dobijanja većeg broja koraka po obrtaju, koriste se rotori sa većim brojem polova p_r . Kod ovih motora ugaoni pomeraj po koraku dobija se na osnovu jednačine

$$\theta_k = \frac{360^\circ}{2p_r q_s} \quad (2)$$

Hibridni koračni motori (Sl. 5-c) kombinuju najbolje osobine koračnih motora sa permanentnim magnetom i koračnih motora sa promjenljivom reluktansom.

Veličina obrtnog momenta kod koračnih motora zavisi od više faktora

- Frekvencije koraka
- Struje u namotajima
- Tipa koračnog motora i njegove konstrukcije

Obrtni moment koračnog motora generiše se kada su magnetni fluksevi rotora i statora međusobno uglovno pomereni. Stator je izrađen od materijala visoke magnetne provodljivosti. Prisustvo ovakvog materijala ima za posledicu da najveći deo magnetni fluksa bude ograničen u okviru statora slično kao što je električna struja ograničena u okviru provodnika električnog kola. Cilj je koncentracija magnetnog fluksa na polove statora. Izlazni obrtni moment proporcionalan je intenzitetu magnetnog fluksa generisanom na statoru motora kada je neki od kalemova pod naponom. Intenzitet magnetnog fluksa određen je jednačinom

$$H = \frac{Ni}{l} \quad (3)$$

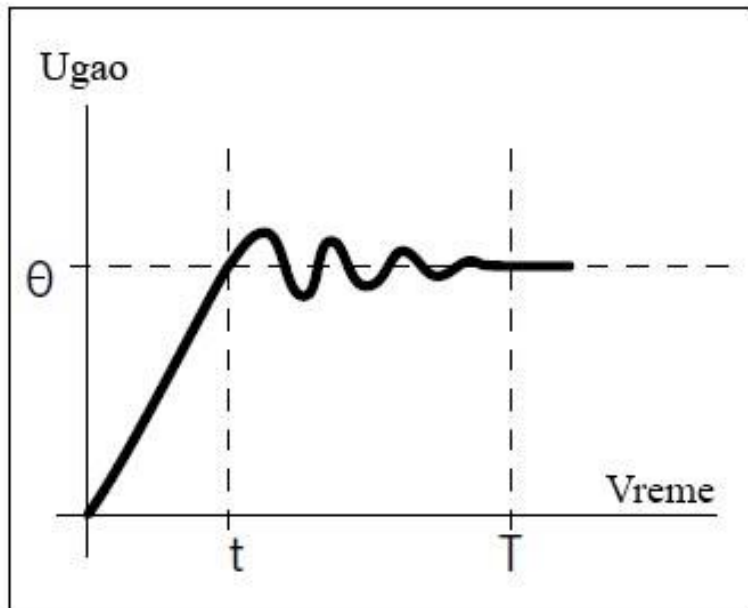
gde je N broj namotaja, i jačina struje, l put magnetnog fluksa. Ova jednačina pokazuje da je intenzitet magnetnog fluksa, a samim tim i obrtni momenat, proporcionalan broju namotaja i struji a obrnuto proporcionalan dužini puta magnetnog fluksa

Kod koračnih motora definisani su različiti tipovi obrtnog momenta

- Moment kočenja, potreban da okrene vratilo kada ni jedan od namotaja nije pod naponom
- Moment držanja, potreban da spoljašnje opterećenje okrene vratilo motora kada je neki od namotaja pod naponom.
- Moment koji motor postiže kada ubrzava iz stanja mirovanja do željene brzine a da ne izgubi ni jedan korak pri konstantnoj frekvenciji impulsa.
- Moment koji motor može da savlada pri radnoj brzini.

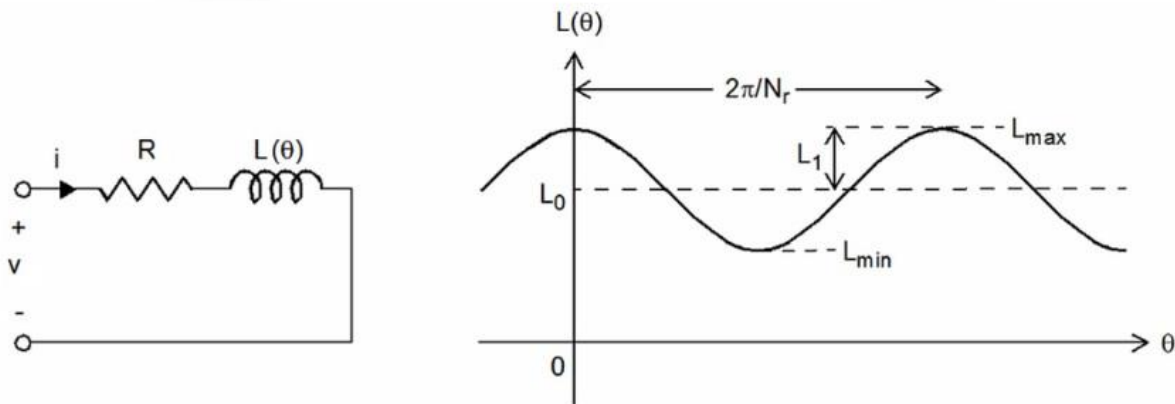
Karakteristika odziva koračnog motora, kada na njega deluje jedan električni impuls, data je na slici 6. Vreme koraka t je vreme potrebno da osovinu motora zarotira za ugao koji odgovara jednom koraku. Ovo vreme je strogo zavisno od odnosa između obrtnog momenta, koji stvara motor, i spoljašnjeg opterećenja uvećanog za veličinu momenta inercije rotora, kao i od tipa upravljanja (unipolarno, bipolarno...). Kako je obrtni moment motora funkcija pomeraja znači da će ubrzanje takođe biti funkcija pomeraja. Ovo znači da se u slučaju velikih ugaonih pomeraja razvija veliki obrtni moment što podrazumeva i veliko ubrzanje. To može uzrokovati preskok kao i oscilovanje rotora oko željene pozicije. Vreme smirenja T je ono koje je potrebno da se ove

oscilacije smire. U određenim slučajevima, fenomen oscilovanja rotora može biti izuzetno nepoželjan. Zbog toga su razvijene metode za redukovanje ili potpuno eliminisanje ove pojave (mikrokoračanje).



Slika 6. Odziv koračnog motora na jedan impuls

Koračni motor će često ispoljavati fenomen rezonancije pri određenoj frekvenciji koraka. Ovo se može posmatrati kao gubitak ili pad obrtnog momenta, na određenim brzinama, koji rezultuje gubitkom koraka ili sinhronizma. Ova pojava javlja se kada se frekvencija ulaznih pulseva podudara sa prirodnom frekvencijom oscilovanja rotora. Zona rezonancije najčešće se kreće između 100 i 200 impulsa u sekundi i pri izuzetno velikim vrednostima impulsa u sekundi. Pošto je pojava rezonancije posledica osnovne konstrukcije koračnog motora nije je moguće potpuno eliminisati. Na ovu pojavu takođe ima uticaj spoljašnje opterećenje. Pojava rezonancije se može redukovati primenom različitih tipova upravljanja.



Slika 7. Električno kolo i promena induktivnosti jedne faze motora sa promenljivom reluktansom

Koračni motor sačinjen je od električnih i mehaničkih delova pa se u skladu sa tim vrši njegovo matematičko modeliranje. Matematički model mehaničkog dela je relativno jednostavan i sadrži otpore inercije i trenja. Električni deo može se predstaviti adekvatnim električnim kolom čija konfiguracija zavisi od tipa motora.

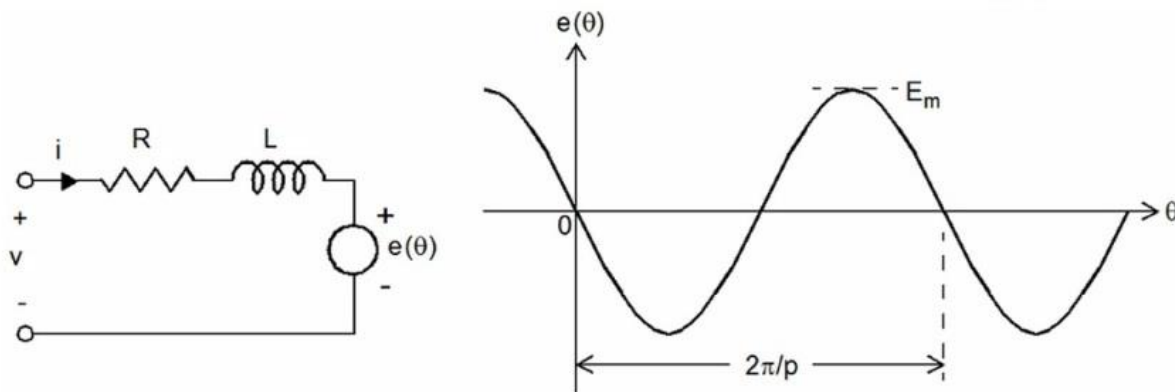
Električno kolo ekvivalentno jednoj fazi motora sa promenljivom reluktansom dato je na slici 7. Pri tome je pretpostavljeno da je magnetno kolo linearno (bez zasićenja) i da je međusobna indukcija između faza zanemarljiva. Na ovoj slici R predstavlja otpornost a L induktivnost jedne od faza koračnog motora sa promenljivom reluktansom. Induktivnost namotaja varira u zavisnosti od položaja rotora θ prema jednačini

$$L(\theta) = L_0 + L_1 \cos(Z_r \theta) \quad (4)$$

gde je L_0 prosečna induktivnost a L_1 amplituda oscilovanja induktivnosti a Z_r broj zubaca na rotoru. Prema jednačini (4), u referentnoj poziciji rotora ($\theta = 0$) zubac rotora je potpuno poravnat sa odgovarajućim polom na statoru tako da je u ovom položaju induktivnost maksimalna. Ukupan elektromagnetni momenat koji proizvodi motor sa promenljivom reluktansom suma je momenata koje proizvode pojedine faze ovog motora

$$T_e = \sum_{k=1}^m \frac{1}{2} i_k^2 \frac{dL_k}{d\theta} \quad (5)$$

gde je m broj faza, i_k struja kroz k -ti namotaj i L_k funkcija induktivnosti za k -ti namotaj.



Slika 8. Električno kolo i promena induktivnosti jedne faze motora sa permanentnim magnetom

U slučaju koračnog motora sa permanentnim magnetom (ili hibridnog koračnog motora) ekvivalentno električno kolo koje odgovara jednoj fazi dato je na slici 8. Zbog velikog prostora između permanentnog magneta i statora induktivnost u namotajima statora može biti smatrana nezavisnom od pozicije rotora. Izvor struje $e(\theta)$ prikazan u električnom kolu reprezentuje povratnu elektromotornu silu koja je sinusna funkcija pozicije rotora

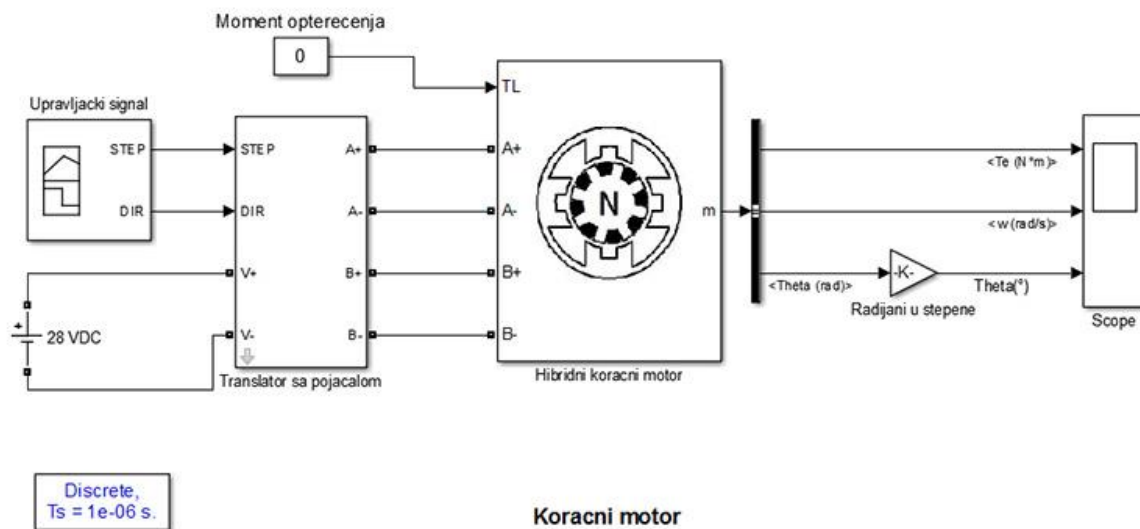
$$e(\theta) = -p\psi_m \sin(p\theta) \frac{d\theta}{dt} \quad (6)$$

gde je p broj pari polova a ψ_m maksimalni magnetni fluks motora. U referentnom položaju rotora ($\theta = 0$), severni pol rotora je potpuno poravnat sa odgovarajućim polom na statoru tako da je u ovom položaju povratna elektromotorna sila jednaka nuli. Elektromagnetni obrtni moment koji proizvodi dvofazni koračni motor sa permanentnim magnetom (ili hibridni motor) jednak je sumi momenta koji nastaje iz interakcije struje i magnetnog fluksa magneta i zadržavajuće momenta rotora

$$T_e = -p\psi_m i_a \sin(p\theta) - p\psi_m i_b \sin(p\theta - \pi/2) - T_{dm} \sin(2p\theta) \quad (7)$$

Iz navedenih jednačina je očigledno da je matematički model koračnih motora veoma je kompleksan, budući da su ovi motori jako nelinearni. Za razliku od jednosmernih i asinhronih motora, linearna predstava koračnih motora je nerealna. Zbog toga se predstava o dinamičkim karakteristikama koračnog motora najčešće stiče na osnovu eksperimentalnih merenja i simulacija.

U programu Matlab postoji više modela koračnog motora. Ovom prilikom, predmet razmatranja nije upravljanje koračnim motorom pa će biti iskorišćen model uravljanja pozicijom koračnog motora (SI.9) sa konstantnom frekvencijom koraka koji je već ugrađen u programu Matlab.

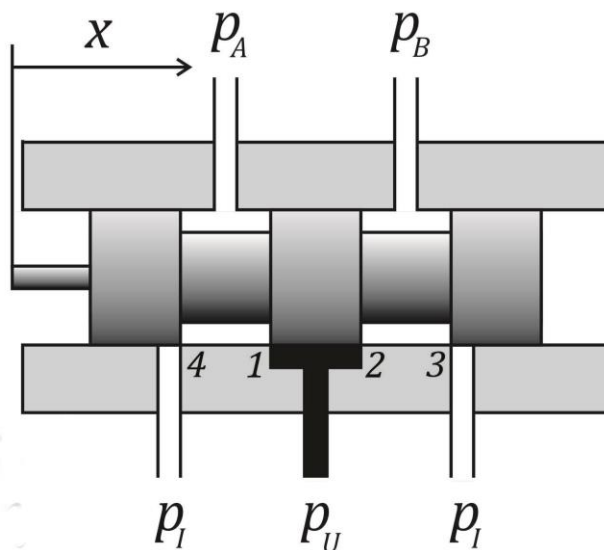


Slika 9. Matlab Simulink šema upravljanja hibridnim koračnim motorom

Namotaji hibridnog koračnog motora kontrolišu se pomoću H-mostnog MOSFET PWM (metal-oxide-semiconductor field-effect transistor pulse-width modulation) pretvarača koji se napaja izvorom struje od 28 V. Frekvencija digitalnog signala podešena je na 10^6 Hz a frekvencija koraka motora na 500 Hz. Startovanje i smer koračnog motora kontrolišu se pomoću STEP i DIR signala koji dolaze od spoljašnjeg izvora (kontrolera).

Hidraulični razvodnik

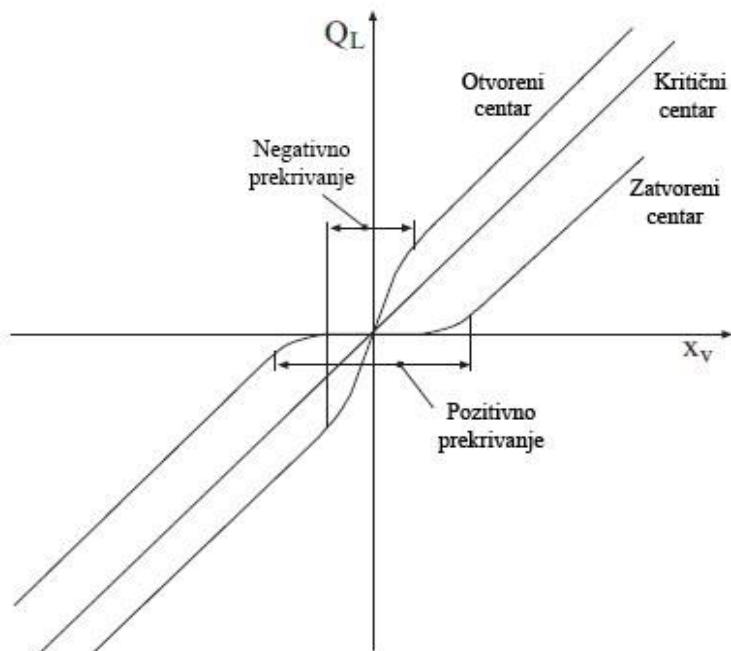
Hidraulični razvodnik je srce svakog hidrauličnog sistema. Njegova svrha je da kontroliše smer i nivo protoka hidrauličnog fluida kroz različite elemente hidrauličnog kola. Postoje različite konstrukcije hidrauličnog razvodnika ali za sve vrste važi da njihov kvalitet određen unutrašnjim otporom kretanju fluida i propuštanjem (curenjem) fluida kroz zapitvne elemente. Ove veličine treba da budu što manje. Uopšteno govoreći, radna karakteristika razvodnika ima takav oblik da se otpor (pad pritiska) povećava sa povećanjem protoka kroz razvodnik. Negativna pojava propuštanja hidrauličnog fluida iz radnih komora hidrauličnog razvodnika umanjuje se primenom zaptivnih elemenata. Pored navedenih karakteristika od interesa su i nazivni protok, maksimalni radni pritisak i materijal razvodnika, naročito zaptivnih elemenata.



Sl. 10 Šematski prikaz 4/3 proporcionalnog razvodnika sa zatvorenim centrom i bez prekrivanja

Kod EHKM sistema primenjuje se hidraulični razvodnik sa klizačem (Sl. 10). Kod ovog konstruktivnog rešenja oblik klizača odgovara obliku strujnih otvora na telu razvodnika. Promenom aksijalne pozicije klizača vrši se otvaranje ili zatvaranje strujnih otvora odnosno hidrauličnih vodova. Ovakav razvodnik ima konstantan odnos između protoka, kao izlazne veličine, i pomeraja klizača, kao ulazne veličine, pa se još naziva i proporcionalni razvodnik. Može se posmatrati kao pretvarač mehaničke u hidrauličnu energiju sa izuzetno velikim pojačanjem. Primenom povratne sprege na proporcionalni hidraulični razvodnik dobija se servoproporcionalni razvodnik koji ima složeniije dejstvo.

U konkretnom slučaju primenjen je 4/3 hidraulični razvodnik sa zatvorenim centrom bez prekrivanja. Oznaka 4/3 podrazumeva da hidraulični razvodnik ima 4 različita strujna voda (pri čemu se ne računaju otvori za drenažu) i 3 kruto spojena klipa na klizaču. Zatvoreni centar znači da u neutralnom položaju klizača nema protoka fluida kroz razvodnik a to što nema prekrivanja označava da razvodnik nema prazan hod već se kontakt između vodova ostvaruje za najmanje pomeranje klizača razvodnika.



Sl. 11 Pojačanje protoka (odnos protoka i pozicije klizača) za različite tipove centra razvodnika

Na slici 11. prikazana je karakteristika hidrauličnog razvodnika za različite tipove centra. Tip centra praktično je definisan radnom karakteristikom a ne geometrijskim karakteristikama razvodnika. To znači da je hidraulični razvodnik sa kritičnim centrom ima geometrijski oblik koji obezbeđuje linearnu radnu karakteristiku. Ovo obično podrazumeva blago prekrivanje između klipa i odgovarajućeg strujnog otvora kako bi se kompenzovali radijalni zazori.

Veličina protoka fluida kroz otvor razvodnika zavisi od prirode protoka. Ovaj protok može biti laminarni, turbulentan ili mešoviti. Prvi slučaj se javlja kod malih a drugi kod velikih vrednosti Reynoldsovog broja. Kod izabranog tipa razvodnika u gotovo čitavom opsegu njegovog rada dešava se turbulentan protok hidrauličnog fluida.

Samo dva hidraulična voda mogu biti istovremeno otvorena. Zbog toga su dovoljne dve jednačine da bi se opisala dinamika protoka fluida kroz razvodnik.

a) za pozitivan pomeraj, $x > 0$

- Protok kroz strujni otvor 1 određen je jednačinom

$$Q_1 = C_{v1} W x \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_U - p_A)} = K_{v1} x \sqrt{p_U - p_A} \quad (8)$$

- Protok kroz strujni otvor 3 određen je jednačinom

$$Q_3 = C_{v3} W x \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_B - p_I)} = K_{v3} x \sqrt{p_B - p_I} \quad (9)$$

- Protok kroz strujne otvore 2 i 4 jednak je nuli, $Q_2 = Q_4 = 0$.

b) za negativan pomeraj, $x < 0$

- Protok kroz strujni otvor 2 određen je jednačinom

$$Q_2 = C_v W x \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_U - p_B)} = K_{v2} x \sqrt{p_U - p_B} \quad (10)$$

- Protok kroz strujni otvor 4 određen je jednačinom

$$Q_4 = C_v W x \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_A - p_I)} = K_{v4} x \sqrt{p_A - p_I} \quad (11)$$

- Protok kroz strujne otvore 1 i 3 jednak je nuli, $Q_1 = Q_3 = 0$.

U navedenim izrazima oznake imaju sledeće značenje: C_v faktor protoka razvodnika, W obim otvora razvodnika, x aksijalno pomeranje klizača razvodnika, ρ gustina hidrauličnog fluida, p_U ulazni pritisak, p_I izlazni pritisak, p_A pritisak u hidrauličnom vodu A i p_B pritisak u hidrauličnom vodu B . Konstante razvodnika (C_v i W) i hidrauličnog fluida (ρ) obično su, od strane proizvođača, date u vidu jedne konstante

$$K_v = C_v W \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (12)$$

koja predstavlja pojačanje protoka i predstavlja karakteristiku razvodnika za dati fluid.

Jednačinu protoka kroz hidraulični razvodnik na čitavom domenu pomeranja klizača, koja će istovremeno važiti i za negativan i za pozitivan pomeraj klizača moguće je dobiti uvođenjem funkcije $sg(x)$ sa sledećom definicijom

$$sg(x) = \begin{cases} x, & x \geq 0 \\ 0, & x < 0 \end{cases} \quad (13)$$

Sada su jednačine protoka kroz vodove A i B

$$Q_A = Q_1 - Q_4 = K_{v1} sg(x_v) \sqrt{p_U - p_A} - K_{v4} sg(-x_v) \sqrt{p_A - p_I} \quad (14)$$

$$Q_B = Q_2 - Q_3 = K_{v3} sg(-x_v) \sqrt{p_U - p_B} - K_{v4} sg(x_v) \sqrt{p_B - p_I} \quad (15)$$

Da bi dinamika hidrauličnog razvodnika bila potpuno opisana potrebno je još odrediti jednačine kretanja klizača hidrauličnog razvodnika. Klizač se pomera pod uticajem sile F koja potiče od linearnog translatora. Ovoj sili suprodstavljaju se otpori koji potiču od inercije i trenja. Uravnotežavanjem svih sila koje deluju klizač razvodnika moguće je dobiti sledeću jednačinu

$$F = F_i + F_t \quad (16)$$

Prema Njutnovom zakonu sila inercije određuje se kao proizvod mase i ubrzanja pokretnih delova. Pomeranje klizača određeno je kordinatom x pa se ubrzanje moguće odrediti kao drugi izvod ove kordinate po vremenu. Masa pokretnih delova hidrauličnog razvodnika jednaka je zbiru mase klizača i mase hidrauličnog fluida koji se nalazi unutar hidrauličnog razvodnika. Prema tome jednačine inercije je data izrazom

$$F_i = (m_k + m_f) \frac{d^2x}{dt^2} \quad (17)$$

gde je m_k ukupna masa klizača (zajedno sa zaptivnim elementima) a m_f masa hidrauličnog fluida koji su u momentu pomeranja klizača nalazi unutar hidrauličnog razvodnika.

Sile trenja potiču od kontakta koji se ostvaruje između zaptivnih elemenata klipa i cilindra hidrauličnog ventila. Takođe treba uzeti u obzir kontakt između osovine klizača i zaptivnih elemenata na telu razvodnika. Pored uticaja ovih elemenata na dinamiku klizača značajan je njihov uticaj na trajnost opisanog sistema. Veličina sile trenja zavisi od brojnih faktora kao što su kvalitet obrade dodirnih površina, kružnost, koncentričnost, tolerancija izrade elemenata, primenjeni hidraulični fluid, materijal zaptivnih elemenata, veličina radijalnih i aksijalnih sila i radna temperatura.

Ukupna sila trenja, koja se suprodstavlja pomeranju klipa određuje se na osnovu izraza

$$F_t = F_v + F_C + F_S \quad (18)$$

gde je F_v sila viskozno trenja, F_C sila Kulonovog trenja i F_S sila statičkog trenja. Sila viskoznoznog renja određena je jednačinom

$$F_v = \sigma_v \dot{x} \quad (19)$$

gde je σ_v koeficijent viskokznog trenja a \dot{x} brzina klizača tj. prvi izvod pozicije po vremenu. Sila kulonovog trenja određuje se prema jednačini

$$F_C = F_{C0} \text{sign}(\dot{x}) \quad (20)$$

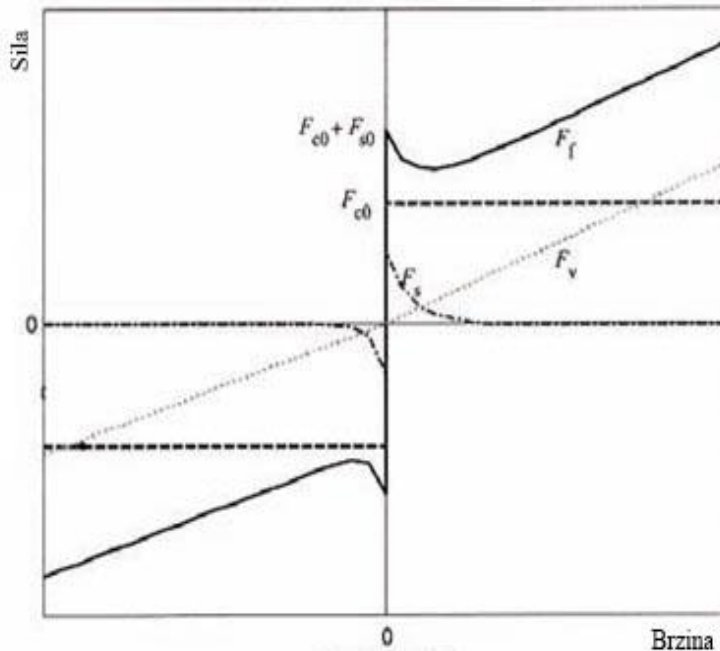
gde je F_{C0} Kulonov parametar frikcionne sile. Poslednja komponenta trenja je sila statičkog trenja koja može biti određena jednačinom

$$F_S = F_{S0} \text{sign}(\dot{x}) e^{-\frac{\dot{x}}{c_s}} \quad (21)$$

gde je F_{S0} sila statičkog trenja a c_s Stribekova brzina. Zamenom svih komponenti sile trenja u polaznoj jednačini dobija se izraz

$$F_t = \sigma_v \dot{x} + \text{sign}(\dot{x}) (F_{C0} + F_{S0} e^{-\frac{\dot{x}}{c_s}}) \quad (22)$$

Predhodna jednačina kombinuje klasično trenje i takozvano Stribekovo trenje. Dok se kod klasičnog (Kulonovog) trenja sila trenja menja diskretno kod Stribekovog trenja ova sila se menja kontinualno.



Sl. 12 Grafik sile trenja dobijen na osnovu Stribekovog modela trenja

Ukupna sila koju treba da savlada koračni motor data je izrazom

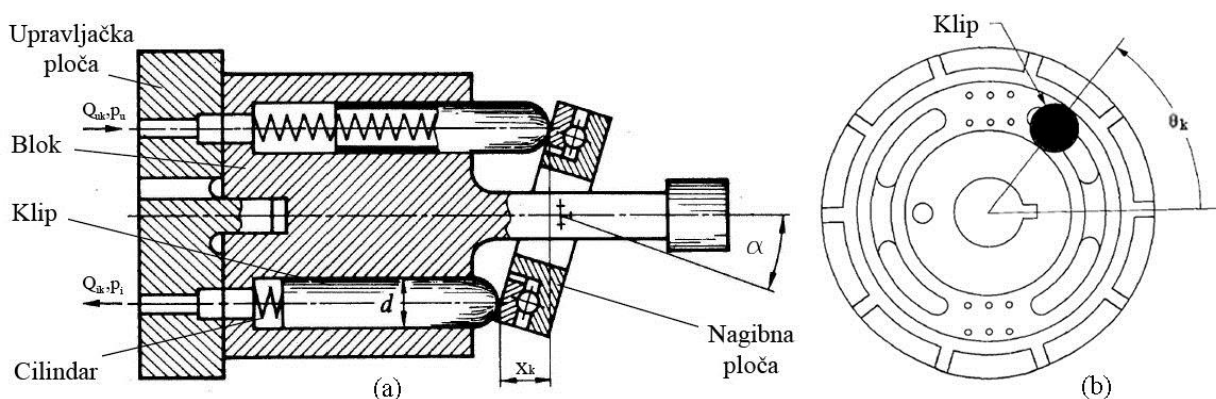
$$F = (m_k + m_f) \frac{d^2 x}{dt^2} + \sigma_v \dot{x} + \text{sign}(\dot{x}) (F_{c0} + F_{s0} e^{-\frac{\dot{x}}{c_s}}) \quad (23)$$

Hidraulični motor

Hidraulični motor (hidromotor, hidroaktuator) predstavlja izvršni elementi hidrauličnog kola. Suprotno hidrauličkim pumpama, hidraulični motor se koristi za pretvaranje sile pritiska hidrauličnog fluida u obrtno kretanje izlazne osovine. Konstrukcija hidrauličnog motora u osnovi je veoma slična hidrauličnim pumpama pa se isti uređaj može prema potrebi koristiti kao pumpa ili kao motor (reverzibilni uređaj). Ipak je uobičajeno izvršiti izvesne modifikacije, da bi se pumpa efikasno koristila kao hidraulični motor, u cilju uravnoteženja nepoželjnih sila. Zbog mogućnosti relativno jednostavnog podešavanja protoka hidraulični motori koriste se za efikasnu i preciznu kontrolu pozicije i brzine pogonskih elemenata.

Prema brzini okretanja izlazne osovine razlikuju se sporohidni (do 1000 o/min) i brzohodni motori. Snaga motora jednaka je proizvodu momenta i ugaone brzine, pa sporohodni motori često imaju veliki obrtni moment (LSHT-motori, Low Speed – HighTorque) i obrnuto.

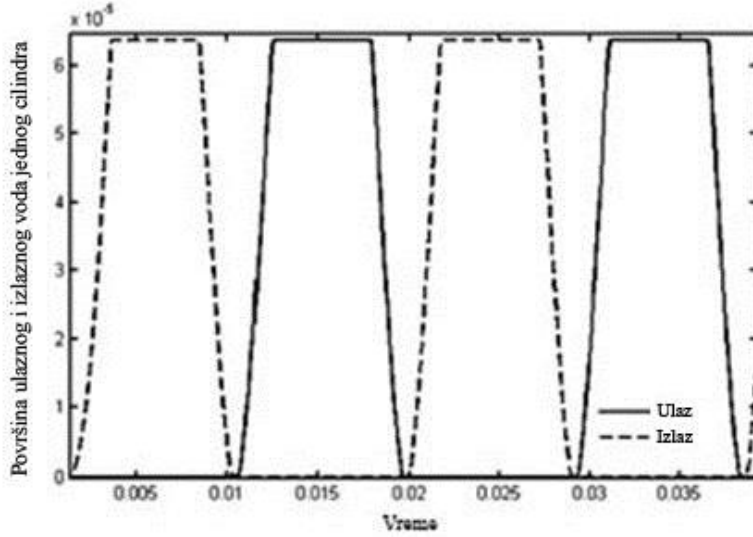
U pogledu ograničenosti pomaka, hidraulični motori dele se na rotacijske, hidraulične cilindre i zaokretne motore. Poslednje dve vrste imaju pomak ograničen dvema krajnjim tačkama pa oni ne dolaze u obzir za primenu u EHKM sistemu. Zbog mogućnosti neograničenog pomaka primenjuju se isključivo rotacioni motori. Oni se međutim opet, preme konstrukciji i principu rada, dele na zupčaste, krilne i klipne rotacione motore. Kod EHKM sistema upotrebljava se klipni motor zbog svojih pozitivnih karakteristika koje se ogledaju u velikoj izlaznoj snazi, velikim radnim pritiscima i malom propuštanju (curenju). Ovo poslednje je od presudnog značaja kod pozicionih i brzinskih servo mehanizama, kao što je EHKM sistem, da bi greška regulisane veličine bila što manja. Konačno između dve moguće konstrukcije klipnog hidrauličnog motora, aksijalne i radijalne, za ovu primenu je pogodnija aksijalna jer omogućava veće brojeve obrtaja izlaznog vratila.



Sl. 13 Šematski prikaz hidrauličnog motora: (a) poprečni presek, (b) upravljačka ploča

Šematski prikaz jedne od mogućih konstrukcija klipno-aksijalnog hidrauličnog motora pokazan je na slici 13. To je takozvani klipno-aksijalni hidraulični motor sa nagibnom pločom. Najznačajniji delovi ovog motora koji obezbeđuju njegovo funkcionisanje su rotor, blok cilindara unutar tela rotora, klipovi unutar cilindara, nagibna ploča i upravljačka ploča. Osim ovih postoje brojni pomoćni elementi kao što su kućište motora, ležajevi, opruge, zaptivni elementi itd.

U početnom trenutku jedan od cilindara vezan je preko upravljačke ploče na ulazni vod visokog pritiska. Pod uticajem hidraulične sile klip se pomera. Ova sila se na tački dodira klipa i nagibne ploče razlaže na aksijalnu i tangencijalnu komponentu. Aksijalna komponenta se kompenzuje pomoću ležaja a tangencijalna komponenta pokreće rotor motora usled čega on rotira zajedno sa izlaznom osovinom. Nakon što se rotor okrene za 180° upravljačka ploča dovodi u kontakt cilindar sa izlaznim vodom. Klip se kreće u suprotnom smeru vraćajući hidraulični fluid u povratni vod. Obrtni moment izlazne osovine zavisi od ulaznog pritiska a ugaona brzina od nivoa protoka kroz motor.



Sl. 14 Varijacija površine ulaznog i izlaznog otvora jedne komore u zavisnosti od vremena

Površine ulaznih i izlaznih otvora određene su dimenzijama poprečnog preseka cilindra, geometrijom dva bubrežasta otvora na upravljačkoj ploči kao i uglovnim položajem bloka cilindra (Sl. 6-b). Slika 7 prikazuje vremensku zavisnost površine ulaznog i izlaznog otvora izračunatu na osnovu geometrije posmatranog motora. Ulazni i izlazni protok iz jednog ventila može se odrediti na osnovu jednačina

$$Q_{uk} = C_d A_{uk} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_u - p_{ck})} \quad (24)$$

$$Q_{ik} = C_d A_{ik} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{ck} - p_i)} \quad (25)$$

gde C_d faktor protoka, A_{uj} i A_{ij} su površine otvora ulaznog i izlaznog voda cilindra, p_u i p_i pritisci ulaznog i izlaznog voda i p_{ck} pritisak u posmatranom cilindru. Ukupan ulazni i ukupan izlazni protok iz hidrauličnog motora dobija se sumiranjem odgovarajućih protoka za sve ventile

$$Q_u = C_d \sum_1^k A_{uk} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_u - p_{ck})} \quad (26)$$

$$Q_i = C_d \sum_1^k A_{ik} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{ck} - p_i)} \quad (27)$$

Jednačina kontinuiteta za jednu komoru cilindra koja uzima u obzir unutrašnje curenje i variranje zapremine komore ima oblik

$$Q_{uk} - Q_{ik} - \frac{dx_k}{dt} A_s - \frac{p_{ck}}{R_k} = \frac{V_{ck} + x_k A_s}{B} \frac{dp_{ck}}{dt} \quad (28)$$

gde je $V_{ck} = A_s L_C$ i $A_s = r^2 \pi$.

Translacioni pomeraj klipa x_k koji se menja u zavisnosti od ugaonog položaja motora određuje se prema jednačini

$$x_k = Rtg\alpha(1 - \cos \theta_k) \quad (29)$$

Brzina klipa u aksijalnom pravcu može biti jednostavno određena diferenciranjem prethodne jednačine po vremenu

$$\frac{dx_k}{dt} = Rtg\alpha \frac{d\theta_k}{dt} \sin\theta_k \quad (30)$$

Obrtni momenat osovine motora jednak je zbiru momenata koji deluju na pojedine klipove

$$T_k = R p_{ck} A_s \sin\alpha \sin\theta_k \quad (31)$$

$$T_h = \sum_1^k T_k = R A_s \sin\alpha \sum_1^k p_{ck} \sin\theta_k = \frac{D}{2n} \sum_1^k p_{ck} \sin\theta_k \quad (32)$$

$$\theta_k = \theta_1 + \frac{2\pi(k-1)}{n} \quad (33)$$

gde je $p_{ck} = p_u$ za $\cos\theta_k > 0$ i $p_{ck} = p_i$ za $\cos\theta_k < 0$ a $D = 2nRA_s \sin\alpha$ je protok pumpe (teoretski) po jednoj revoluciji. Kako u jednačini (32) θ_k varira prema izrazu (33) dobijanje sume podrazumeva veoma složena izračunavanja. Osim toga jednačina ne daje indikaciju amplitude oscilovanja obrtnog momenta oko njegove srednje vrednosti. Zbog toga se dobijanje ovih vrednosti vrši na bazi simulacije izvedenog modela.

Dinamika rotacionog kretanja osovine hidrauličnog motora, bloka sa cilindrima i povezanih delova je regulisana sledećom jednačinom

$$T_h = J\ddot{\theta} + f\dot{\theta} + T_o \quad (33)$$

Gde je T_o obrtni moment spoljašnjeg opterećenja koje deluje na izlaznu osovinu hidrauličnog motora, J maseni moment inercije pokretnih delova hidrauličnog motora i f koeficijent viskoznoeg trenja.

Postoje klipno-aksijalni hidraulični motori koji omogućavaju podešavanje ugla nagibne ploče. Na ovaj način se prema jednačini (32) vrši podešavanje izlaznog obrtnog momenta. Međutim, i hidraulični motori koji nemaju ovu mogućnost omogućavaju jednostavno podešavanje izlaznih parametara. Na primer, ako se motor sa konstantnim pomerajem snabdeva konstantnim pritiskom postiže se konstantni obrtni momenat. Dodatak nekog sredstva za regulaciju pritiska omogućava kontrolu izlaznog momenta.

Simulacija EHKM sistema

Na osnovu predhodnih razmatranja poznati su matematički modeli osnovnih elemenata EHKM sistema. Matematički modeli koračnog i hidrauličnog motora veoma su kompleksni, budući da su ovi motori jako nelinearni pa će predstava o dinamičkom ponašanju EHKM sistema biti dobijena na osnovu simulacije.

Na slici (15) prikazana je šema EHKM sistema izrađena u programu Matlab-Simulink. U ovoj šemi nisu korišćeni matematički modeli sastavnih elemenata sistema radi dobijanja njihovih bolok dijagrama. Iskorišćeni su elementi električnog, mehaničkog i hidrauličnog kola koji su već ugrađeni u ovaj program.

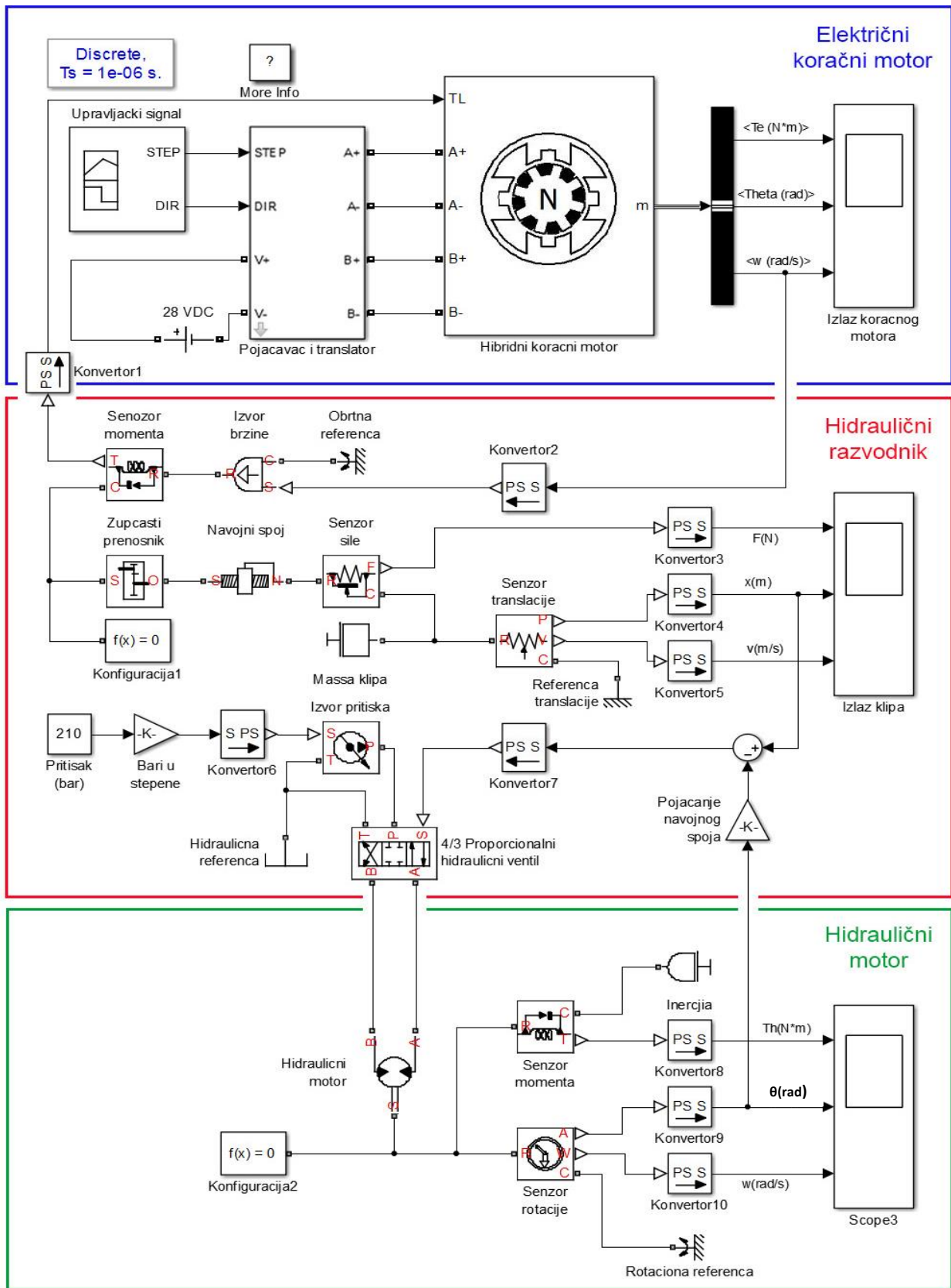
Upravljanje električnog koračnog motora vrši se pomoću STEP i DIR signala koji kontrolišu njegovo kretanje i smer. Ovi signali propuštaju se kroz H-mostni PWM pretvarač koji se napaja izvorom struje od 28 V. Frekvencija digitalnog signala podešena je na 10^6 Hz a frekvencija koraka motora na 500 Hz. Upotrebljen je hibridni koračni motor sa 2 faze koji ima sledeće karakteristike: Iduktivnost namotaja $1,4 \times 10^{-3}$ H, Otpor namotaja $0,7 \Omega$, Korak $1,8^\circ$, Maksimalni moment kočenja $0,002$ Nm.

Za upravljanje hidrauličnim kolom upotrebljen je 4/3 proporcionalni razvodnik sa zatvorenim centrom bez prekrivanja sa sledećim karakteristikama: Maksimalna površina otvora 5×10^{-5} m², Maksimalno pomeranje klizača 5×10^{-3} m, Koeficijent pražnjenja 0,7, Kritični Reynoldsov broj 12, Površina curenja 10^{-12} m². Uzeta je u obzir masa klipa od 0,1 kg a zanemareni hidraulični otpori i otpori trenja.

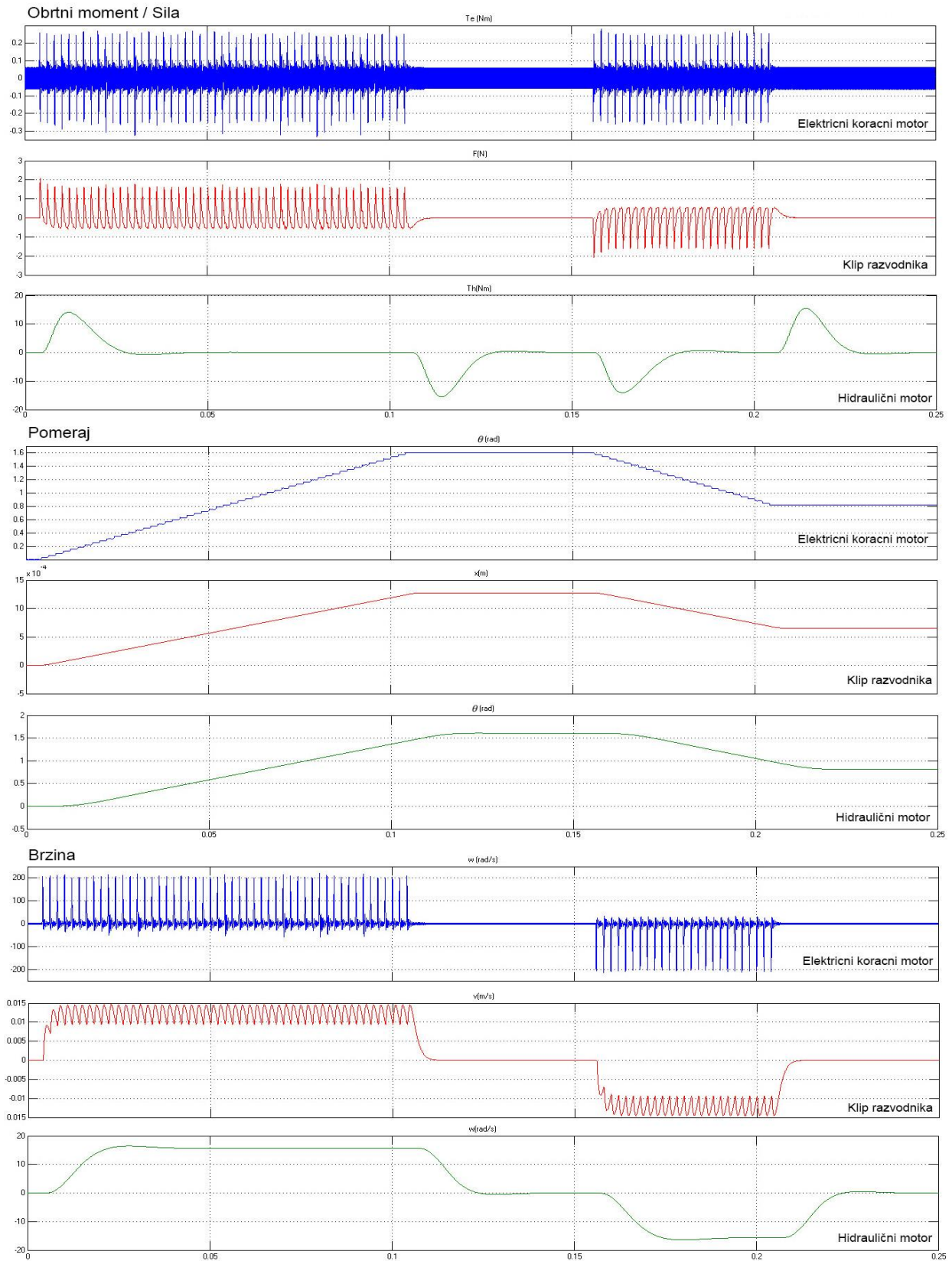
Upotrebljeni hidraulični motor ima sledeće karakteristike: Zapreminski protok $7 \times 10^{-6} \frac{m^3}{rad}$, Koeficijent zapreminskog iskorišćenja 0,95, Ukupni koeficijent iskorišćenja 0,85, Nominalni pritisak $2,1 \times 10^7$ Pa, Nominalna ugaona brzina $420 \frac{rad}{s}$. Osovina motora opterećena spoljašnjom inercijom od $0,005$ kg m².

U simulaciji je zadržana standardna vrednost kinematske viskoznosti hidrauličnog fluida od $18 \frac{mm^2}{s}$.

Na slici (16) prikazani su uporedni rezultati simulacije ostvarenog obrtnog momenta/sile, pomeranja i brzine za sva tri elementa EHKM sistema (rotor električnog koračnog motora-plavo, klip hidrauličnog razvodnika-crveno i osovina hidrauličnog motora-zeleno). Rezultati simulacije pokazuju da hidraulični motor EHKM sistema veoma precizno prati poziciju i brzinu električnog koračnog motora uz neznatno vremensko kašnjenje i neznatno prigušenje. Kod grafika brzine prigušenje je uočljivije zbog skokovitosti promene njene referentne vrednosti. Obrtni moment je u EHKM sistemu uvećan za približno 100 puta. Navedeni rezultati važe pod pretpostavkom da spoljašnje opterećenje hidrauličnog motora ostane u predviđenim granicama.



Sl. 15 Šema elektrohidrauličnog koračnog motora u programu Matlab Simulink



Sl. 16 Rezultati simulacije elektrohidrauličnog koračnog motora u programu Matalb Simulink

Literatura

- [1] Stjepan Panić, *Numerički upravljane mašine*, Visoka poslovno tehnička škola Užice, 2009.
- [2] Radoslav Korbar, *Pneumatika i hidraulika*, Veleučilište u Karlovcu, Karlovac, Hrvatska, 2007.
- [3] P.B.U. Achi, *Stepping Motor-Hydraulic Motor Servo Drives For an NC Milling Machine*, Anambra State University of Technology Enugu, 1982.
- [4] Vlastimir Nikolić, Žarko Čojbašić, Danijela Pajović, *Automatsko upravljanje-analiza sistema*, Mašinski fakultet univerziteta u Nišu, 1996.
- [5] Francis H.Raven, *Automatic Control Engineering*, Mechanical Engineering University of Notre Dame, 1961.
- [6] Peter E. Wellstead, *Introduction to Physical System Modeling, Control System Principles*, 2000.
- [7] Karl-Erik Rydberg, *Hydraulic Servo Systems*, Linköpings universitet, 2008.
- [8] Amr Abd El-Fattah Baraka, *Electro-Hydraulic Proportional Control Systems*, Zagazig University Faculty of Engineering Mechanical Power Department, 2008.
- [9] Tamer M. Menshawy, Mohamed A. Moghazy, Ahmed H. Lotfy, *Investigation of Dynamic Performance of an Electro-Hydraulic Proportional System*, Aerospace Sciences and Aviation Technology, 2009.
- [10] Richard Poley, *Digital Signal Processors Control of Electro-Hydraulic Servo Actuators*, Texas Instruments, USA, 2005.
- [11] Reston Condit, Douglas W. Jones, *Stepping Motors Fundamentals*, University of Iowa, USA, 2004.
- [12] Qais S. AL- Sabbagh, Ali Sabah Mahdi, *Pulse Width Modulation for High Performance Hybrid Stepper Motor*, College of Engineering University of Baghdad, Journal of Engineering, 2010.
- [13] Wladyslaw Mitianiec, Jaroslaw Bac, *Mathematical Model of Hydraulic Valve Timing System*, Cracow University of Technology, Poland, 2011.
- [14] Choon-Tae Lee¹ and Byung-Young Moon², *Dynamic Design of Hydraulic Pressure Control Valve of Active Suspension System Using Experimental Method*, ¹Department of Automotive Mechanical Engineering, Silla University, Pusan, Korea, ²Department of Naval Architecture, Kunsan National University, Kunsan, Korea.

- [15] Medhat K. Bahr Khalil, *Estimated versus Calculated Viscous Friction Coefficient in Spool Valve Modeling*, Milwaukee School of Engineering, USA, 2008.
- [16] Jeffery William Dobchuk, *Control of a Hydraulically Actuated Mechanism Using a Proportional Valve and a Linearizing Feedforward Controller*, University of Saskatchewan, Canada, 2004.
- [17] J. Chen¹, W. E. Dixon², J. R. Wagner¹, and D. M. Dawson¹, *Exponential Tracking Control of a Hydraulic Proportional Directional Valve and Cylinder via Integrator Backstepping*, ¹Departments of ECE and ME, Clemson University, Clemson, ²Engineering Science and Technology Division - Robotics, Oak Ridge National Laboratory, 2002.
- [18] Jicheng Xia and William K. Durfee, *Modeling of Tiny Hydraulic Cylinders*, Department of Mechanical Engineering, University of Minnesota
- [19] A.M.F. Sallam, A.I. Abdel-Aziz, M. Galal Rabie, M.S. Dwidar, *Dynamic Behaviour of a Hydraulic Motor Controlled by a Poppet Directional Control Valve*, Aerospace Sciences and Aviation Technology, 2009.
- [20] Kassem S.A, Bahr, M.K., *On The Dynamics of Swash Plate Axial Piston Pumps with Conical Cylinder Blocks*, Department, Faculty of Engineering, Cairo University, Giza, Egypt.
- [21] Daniel Grönberg, *Prediction of Case Temperature of Axial Piston Pumps*, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden 2011
- [22] ¹Noah D. Manring, ²Fikreadam A. Damtew, *The Control Torque on the Swash Plate of an Axial-Piston Pump Utilizing Piston-Bore Springs*, ¹Mechanical and Aerospace Engineering Department, University of Missouri–Columbia, ²Dennison Hydraulics, Marysville, Ohio.
- [23] David Rossing Grandall, *The Performance and Efficiency of Hydraulic Pumps and Motors*, University of Minnesota, 2010.
- [24] Sung-Mu Chin, Chung-Oh Lee and Pyung H. Chang, *An Experimental Study on the Piston Control of an Electrohydraulic Servo System Using Time Delay Control*, Department of Precision Engineering and Mechanics, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Taejeon, Korea, 1994.
- [25] Arun Rajagopalan and Gregory Washington, Simulink Tutorial, *The Intelligent Structures and Systems Laboratory Department of Mechanical Engineering The Ohio-State University*, 2002.
- [26] Vijaya Sagar Tenali, *Simulation of Electro-hydraulic Servo Actuator*, Department of Mechanical Engineering National Institute of Technology, Rourkela.

- [27] Ghinea Mihalache, Avram Cezara, Dobrescu Tiberiu, Balan Emilia, *The simulation of the stepper motor with variable reluctance by Matlab-Simulink*, Recent Advances in Robotics, Aeronautical and Mechanical Engineering, Machines and Manufacturing Systems Dept. University Politehnica of Bucharest.
- [28] The Math Works, *Dynamic System Simulation for Matlab*, 1990-1999.
- [29] Per-Willy Lauvli and Bjorn Victor Lund, Modeling, *Simulation and Experimentation of a Hydrostatic Transmission*, Faculty of Engineering and Science University of Agder, 2010.
- [30] Gregov G. and Siminiati D., *Computer Simulation of a Laboratory Hydraulic System With Matlab-Simulink*, Advanced Engineering, 2010.
- [31] Stanislav Vechet, Jiri Krejsa, *Hydraulica Arm Modeling via Matlab Simhydraulic*, Engineering Mechanics, Vol. 16, 2009, No. 4, p. 287–296.
- [32] Valery Tchkalov, Steve Miller, MathWorks, *Parameterization of Directional and Proportional Valves in SimHydraulics*.