

**SVEUČILIŠTE U SPLITU
FAKULTET ELEKTROTEHNIKE, STROJARSTVA I
BRODOGRADNJE**

**POSLIJEDIPLOMSKI DOKTORSKI STUDIJ
STROJARSTVA**

KVALIFIKACIJSKI ISPIT

**NOVI SUSTAV PRIJENOSA I
PRETVORBE ENERGIJE ZA PLUG-IN
HIBRIDNA VOZILA**

Milan Perkušić

Split, studenog 2016.

SADRŽAJ

1. UVOD	4
1.1. Povijesni razvoj hibridnih pogona	5
2. PREGLED SUSTAVA PRIJENOSA ENERGIJE KOD AUTOMOBILA	7
2.1. Prijenos s kontinuirano promjenjivom izlaznom brzinom	7
2.2. Serijska hibridna električna vozila	7
2.3. Paralelna hibridna električna vozila	8
2.4. Serijsko-paralelna hibridna električna vozila	9
2.5. Plug-in hibridna električna vozila	10
2.6. Električna vozila	10
3. NOVI SUSTAV PRIJENOSA ENERGIJE ZA PLUG-IN HIBRIDNA VOZILA	11
3.1. Komponente sustava prijenosa energije za plug-in hibridna vozila	13
3.1.1. Motor s unutarnjim izgaranjem	13
3.1.2. Planetni prijenosnik	17
3.1.2.1. Momenti i snage osnovnih članova planetnih prijenosnika	18
3.1.2.2. Iskoristivost planetnih prijenosnika	20
3.1.2.3. Mogućnosti spajanja na vratila PP	21
3.1.2.4. Odabir osnovnog prijenosnog omjera PP	23
3.1.2.5. Odabir broja zubi PP	26
3.1.2.6. Modul zupčanika PP	27
3.1.3. Klasični zupčani prijenosnik	29
3.1.4. Upravljački elektromotor	29
3.1.5. Upravljački generator	31
3.1.6. Baterija	32
3.1.6.1. Model strujnog kruga baterije	32
3.1.6.2. Iskoristivost baterije	35
3.1.7. Pretvarači električne energije	36
3.1.8. Upravljački sustav za optimiranje brzine pogonskog stroja	37
3.1.9. Upravljački sustav za upravljanje brzinom izlaznog vratila	37
3.1.10. Izvrstiva spojka	38
3.1.11. Prekretni mehanizam	38
3.1.12. Osovinski reduktor i diferencijal	38
3.1.13. Kotači	39
3.1.13.1. Elastičnost kotača	39
4. MODELIRANJE NOVOG SUSTAVA PRIJENOSA ENERGIJE	41
4.1. Teorija gibanja motornih vozila	41
4.1.1. Sile otpora koje djeluju pri gibanju vozila	41
4.1.1.1. Otpor kotrljanja	41
4.1.1.2. Otpor uspona	43
4.1.1.3. Otpor zraka	44
4.1.1.4. Otpor inercije	45
4.1.1.5. Ukupna sila, moment i snaga otpora gibanja vozila	47

4.2. Matematički model novog sustava prijenosa energije	49
4.2.1. Mehanički dio modela	50
4.2.2. Električni dio modela	51
4.2.3. Brzine vratila planetnog prijenosnika	52
4.2.4. Momenti, snage i ukupna iskoristivost sustava prijenosa energije	52
5. SIMULACIJA NOVOG SUSTAVA PRIJENOSA ENERGIJE U SIMULINKU	56
5.1. Simulacija dinamičkih sustava u Simulinku	56
5.2. Ulazni podaci simulacijskog modela	58
5.3. Verifikacija modela	59
5.4. Rezultati simulacije	62
5.4.1. Gibanje vozila	62
5.4.2. Opterećenje vozila	63
5.4.3. Upravljanje brzinom izlaznog vratila PP neovisno od brzine ulaznog vratila	64
5.4.4. Optimiranje brzine pogonskog motora	65
6. MOGUĆNOSTI UPOTREBE NOVOG SUSTAVA PRIJENOSA ENERGIJE	74
6.1. Vozilo istovremeno pokretano mehaničkom i električnom energijom	74
6.2. Vozilo pokretano samo s MUI (klasično vozilo)	76
6.3. Vozilo pokretano samo baterijom (električno vozilo)	76
6.4. Način upravljanja vozilom s novim sustavom prijenosa energije	79
7. ZAKLJUČAK	80
LITERATURA	82
POPIS OZNAKA I KRATICA	86
SAŽETAK	90

1. UVOD

Proizvodnja, prijenos i korištenje energije na fosilna goriva jedan su od temelja gospodarskog rasta svake zemlje u posljednjem stoljeću. Međutim, razvoj dosadašnjih tehnologija u ovom području negativno je utjecao na okolinu i ekosustave. Stoga su aktualni problemi vremena u kojemu živimo zaštita životne okoline i problem održivosti energije. Kroz problem zaštite životne okoline naglašava se štetan utjecaj izgaranja fosilnih goriva na degradaciju okoline, dok se kroz problem održivosti izvora energije ukazuje na raspoloživo niske rezerve fosilnih goriva.

U ukupnoj potrošnji energije i emisiji CO₂ u Hrvatskoj, promet sudjeluje s oko 30%, a gotovo 90% od toga odnosi se na cestovni promet. Sektor prometa u Europskoj uniji zahtjeva posebnu pozornost zbog visokog rasta potrošnje uslijed povećanja broja registriranih vozila i prosječne godišnje kilometraže, ali i većih dimenzija i mase osobnih vozila. Stoga se pred proizvođače automobila postavlja sve više zahtjeva, koje diktira tržište i potrebe kupaca, ali i pravna regulativa donošenjem novih zakonskih okvira za proizvodnju novih automobila. To se prvenstveno odnosi na efekt globalnog zatopljenja uzrokovanog ljudskim utjecajem, gdje je potrebna brza reakcija kako bi se spriječile katastrofalne posljedice. Niske rezerve fosilnih goriva povećavaju neizvjesnost na tržištu nafte i tjeraju proizvođače automobila na razvoj novih, čistih, tehnologija kojima će se smanjiti potrošnja goriva ili tehnologija koje koriste alternativne izvore energije.

Današnji proizvođači automobila suočavaju se sa dva zahtjeva kod razvoja, konstrukcije i proizvodnje novih automobila. Prvi zahtjev je smanjenje emisije ugljičnog dioksida, a drugi je povećanje učinkovitosti motora s unutarnjim izgaranjem. Potrebna su velika ulaganja u istraživanje i razvoj, kako bi se potaknule inovacije koje će doprinijeti ekološki prihvatljivijim vozilima. Čak 4 milijarde eura godišnje autoindustrija u Europi ulaže u Fond za čistiji prijevoz. Ulaže se i potiče kupnja vozila na električni ili hibridni pogon, jer elektromotori imaju emisiju CO₂ od 0 g/km te znatno utječu na smanjenje emisije štetnih plinova. Povećanje učinkovitosti motora izravno ispunjava i neke druge zahtjeve zakonske regulative i tržišta. Primjerice, učinkovitiji motor troši manje goriva i ima manju emisiju štetnih plinova, a daje više snage. Stoga trend smanjenja emisije CO₂ jasno ukazuje i na smanjenje potrošnje goriva motora, tj. na trend povećanja njegove učinkovitosti.

Zbog navedenih okolnosti budućnost pred konstrukcijske inženjere automobila stavlja nove izazove, a u segmentu prijenosa energije on se odnosi na problem kako istovremeno ostvariti optimalnu brzinu pogonskog stroja (minimalnu potrošnju goriva motora s unutarnjim izgaranjem) i maksimalnu učinkovitost radnog stroja (prijenos energije do kotača automobila). Dakle, potrebno je ostvariti optimalnu brzinu vrtnje pogonskog stroja za bilo koju potrebnu brzinu vozila, uz optimalno upravljanje energijom, odnosno maksimalnu ukupnu učinkovitost, smanjenje emisije štetnih plinova, poboljšanje uvjeta vožnje (veće početno ubrzanje, kontinuirana i glatka promjena brzine vozila), a sve izvedivo uz manje troškove proizvodnje. Problem je složen iz razloga što su pojedini zahtjevi kontradiktorni i nije ih moguće ispuniti u isto vrijeme.

Uložen je veliki znanstveni napor kako bi se ovaj problem riješio kod klasičnih automobila pokretanih samo s jednim izvorom energije (motor s unutarnjim izgaranjem - MUI), zatim kod hibridnih pogona koji imaju dva izvora energije (MUI i električna energija baterije), i kod električnih automobila pokretanih također samo jednim izvorom energije (električna energija baterije) koja se smatraju vozilima budućnosti, jer imaju nultu emisiju štetnih

plinova. Ponuđena rješenja još uvijek ne daju zadovoljavajuće rezultate, tako da postoji prostor za daljnji znanstveni doprinos u ovom području.

1.1. Povijesni razvoj hibridnih pogona

Ideja razvoja automobila na hibridni ili električni pogon je stara više od jednog stoljeća. Počinje 1901. godine kada je Ferdinand Porsche, tada zaposlenik tvrtke Jacob Lohner&Co., konstruirao serijsko hibridno vozilo, prema prethodnom projektu električne kočije iste tvrtke [1]. Pogon se sastojao od benzinskog motora namijenjenog za pokretanje generatora koji je proizvodio električnu energiju za pogonski električni motor. Vozilo je imalo autonomiju kretanja do 50 km, uz razvijanje maksimalne brzine od 50 km/h i maksimalnu snagu od 5 kW.

Desetak godina kasnije tvrtka za proizvodnju električnih automobila Woods Motor Vehicle Company konstruirala je vozilo "Dual Power" s dva izvora energije, četverocilindrični motor s unutarnjim izgaranjem i električni motor. Vozilo se pogonilo električnim motorom napajanim preko baterije do brzine od 25 km/h, a nakon toga se uključivao motor s unutarnjim izgaranjem što je osiguravalo maksimalnu brzinu od 55 km/h.

Prototip konceptualno sličnog vozila današnjim hibridima konstruirao je 1931. godine Erich Gaichen. Maksimalna brzina njegovog modela je bila 40 km/h, a električni motor je dopunjavao bateriju kada se automobil kretao nizbrdo.

Poslije drugog svjetskog rata nastavilo se s razvojem električno-hibridnih automobila, a ozbiljnije studije pojavljuju se 70-ih godina prošlog stoljeća. Tada je Amerikanac Victor Wouk 1972. godine osobno vozilo tipa "Buick Skylark" preradio u hibridno vozilo instalirajući u njega pogonski sustav sa električnim motorom od 16 kW.

Tijekom 80-godina prošlog stoljeća njemački proizvođač automobila Audi konstruirao je prvu generaciju eksperimentalnog modela "Audi 100 Avant duo", plug-in hibrida baziranog na serijskom modelu "Audi 100 Avant quattro". Model je imao Siemensov elektromotor snage 10 kW i benzinski motor s pet cilindara snage 101 kW. Ideja je bila da se tijekom gradske vožnje koristi energija elektromotora, a na otvorenom putu bi se koristila energija benzinskog motora. Problem ovakvog rješenja je bio u vrlo lošoj ekonomičnosti potrošnje goriva koja je bila posljedica povećanja mase automobila u odnosu na standardni "Audi 100"

Intenzivniji razvoj automobilske hibridne tehnologije počinje krajem prošlog stoljeća kada su se na svjetskom tržištu pojavili modeli "Honda Insight" i "Toyota Prius". U Europi prvu serijsku proizvodnju hibridnih modela počinje 1997. godine Audi, kada se uvodi treća generacija modela "Audi duo" bazirana na serijskom modelu "A4 Avant". Jedan od glavnih razloga intenziviranja razvoja i primjene automobilske hibridne tehnologije je briga o zaštiti okoline i održivi razvoj baziran na tzv. zelenim tehnologijama. Također je razvoju hibridnih vozila uvelike pomogao i stalni znanstveni napredak na području mikroročunala i energetske elektronike, a što je omogućilo povećanje učinkovitosti te poboljšanje performansi hibridnih vozila. Tako je poboljšan sustav regenerativnog kočenja, razvijen još 1978. godine, kojim se dio kinetičke energije kočenja "posprema" u neki oblik energije umjesto da se toplinom rasipa u okolinu. Razlikujemo sustave regenerativnog kočenja koji rade na principu generatora i sustave koji rade po principu rotirajućeg zamašnjaka. U prvom slučaju se radi o sustavima kod kojih se elektromotor u uvjetima kočenja ponaša kao generator, pretvarajući

mehaničku vrtnju kotača odnosno kinetičku energiju putem AC/DC ispravljača u istosmjernu struju za punjenje baterija. Ovakav sustav imaju ugrađen svi moderni hibridi poput “Toyota Prius“, slika 1.1, “Honda Insight“ te pojedinih “Lexusovih“ hibrida. Tehnologija regenerativnog kočenja koja radi na principu rotirajućeg zamašnjaka je složenija tehnologija te se zasada primjenjuje kod automobila Formule 1.



Slika 1.1. Sustav regenerativnog kočenja kod Toyota Prius

Najprodavaniji hibridni automobil danas je “Toyota Prius“ koji se u svojoj prvoj verziji pojavljuje od 1997. godine, a na tržištu je sada dostupna četvrta generacija ovih automobila. Prema [2] Toyota je tijekom ove godine prodala 9 milijuna hibridnih vozila, što čini 80% prodanih hibrida u cijelom svijetu. Imaju plan da do 2020. godine potpuno izjednače proizvodnju klasičnih i hibridnih vozila.

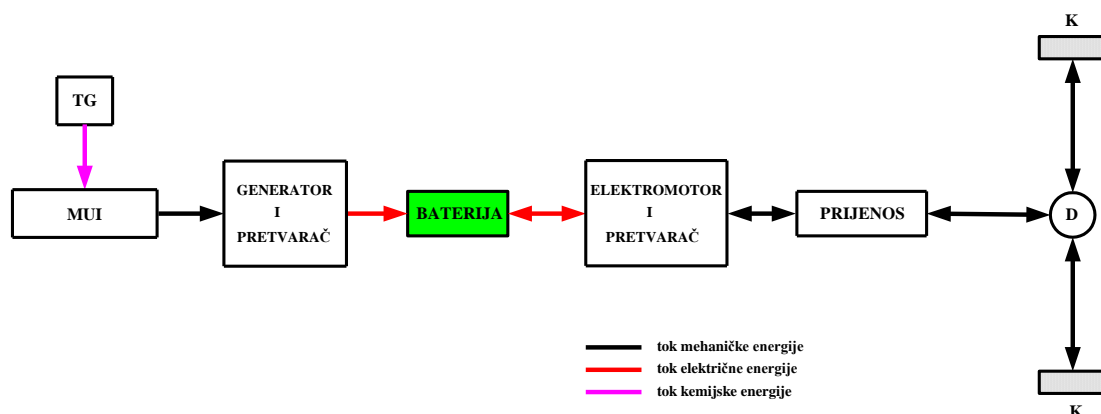
2. PREGLED SUSTAVA PRIJENOSA ENERGIJE KOD AUTOMOBILA

Razmatraju se dosadašnja rješenja koja povećavaju učinkovitost prijenosa energije kod klasičnih automobila s MUI, kod hibridnih električnih vozila (engl. HEV - hybrid electric vehicle), i kod potpuno električnih vozila. U fokusu znanstvenog interesa su hibridna električna vozila čije su tehnologije posljednjih godina učinile značajan iskorak u upravljanju energijom i povećanju ukupne energetske učinkovitosti, smanjenju emisije štetnih plinova te u konstrukciji stime povezanog upravljačkog sustava [3, 4, 5, 6, 7, 8, 9].

2.1. Prijenosi s kontinuirano promjenjivom izlaznom brzinom

Poznati su pod nazivom CVT prijenosnici (engl. Continuosly Variable Transmission), a radi se o varijatorima (najčešće remenski) koji omogućuju kontinuiranu promjenu stupnjeva prijenosa u skladu s uvjetima gibanja vozila. Prijenosi predstavljeni u [10, 11, 12, 13, 14] sastoje se od planetnog prijenosa (PP) s tri rotirajuća vratila. Na vratilo centralnog zupčanika 1 PP dovodi se dio ulazne energije preko remenskog varijatora, drugi dio ulazne energije se dovodi na vratilo vodila PP preko običnog zupčanog prijenosa sa fiksnim prijenosnim omjerom. Vratilo centralnog zupčanika 2 PP je izlazno vratilo prijenosa. Ovakvi ili slični prijenosnici su ugrađeni u nekim vozilima, a glavna prednost im je što omogućuju optimiranje potrošnje goriva motora s unutarnjim izgaranjem čime se povećava njegova učinkovitost. Loša osobina im je što sadrže komponente (remenski varijator) kod kojih je u radu značajno izraženo trenje klizanja zbog čega dolazi do pada ukupne učinkovitosti prijenosa, a time i samo optimiranje motora s unutarnjim izgaranjem ne daje očekivane rezultate [15]. Nadalje, kod ovakvih prijenosa je nizak raspon ulaznih i izlaznih brzina (prijenosni omjer), a povećani su troškovi proizvodnje zbog složenog sustava kontrole i visoke cijene varijatora. Usprkos navedenim nedostacima ugrađeni su u nekim hibridnim električnim vozilima.

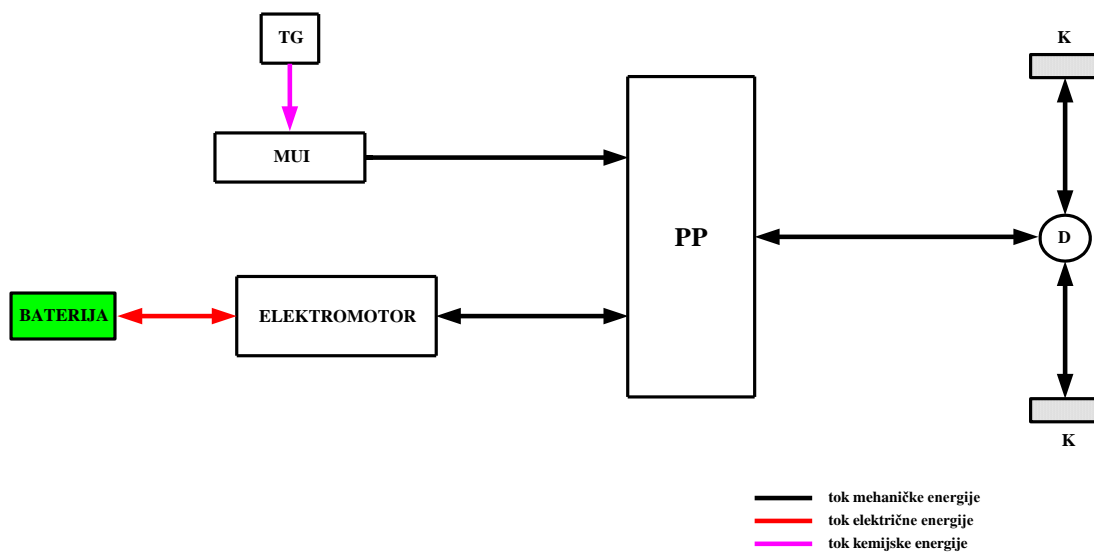
2.2. Serijska hibridna električna vozila



Slika 2.1. Shema serijskog hibridnog električnog vozila

Ovakva konstrukcija HEV kao jedini izvor energije koristi motor s unutarnjim izgaranjem (MUI), tj. njegovo gorivo, koji pokreće generator, gdje se vrši pretvorba mehaničke energije u električnu. Energija generatora služi za pokretanje vozila i za punjenje baterije. Elektromotor vrši pretvorbu električne energije generatora u mehaničku i pokreće vozilo preko pogonskog mosta i diferencijala. Kada je opterećenje veće, a snaga motora s unutarnjim izgaranjem nedostatna za pokretanje vozila, elektromotor dobiva dodatnu energiju od baterije preko DC/AC pretvarača. Kada je opterećenje manje, dio električne energije generatora se preko AC/DC ispravljača pohranjuje u bateriji. Punjenje baterije je omogućeno i tijekom regenerativnog kočenja vozila. Regulacija brzine vozila se ostvaruje preko upravljačkog elektromotora, i neovisna je od brzine motora s unutarnjim izgaranjem koji cijelo vrijeme radi na optimalnoj brzini vrtnje. Ovako dizajnirani prijenos s jednim tokom energije je sličan konfiguraciji prijenosa kod električnih vozila, i kod njega je izražen problem veličine elektromotora i baterije koji moraju biti dimenzionirani za najveću potrebnu snagu vozila [16, 17, 18]. Osim toga brzina elektromotora nije optimirana iz razloga što ovisi od brzine vozila te zbog dvostruke pretvorbe mehaničke energije u električnu i obrnuto ukupna učinkovitost sustava prijenosa energije je niska [19].

2.3. Paralelna hibridna električna vozila

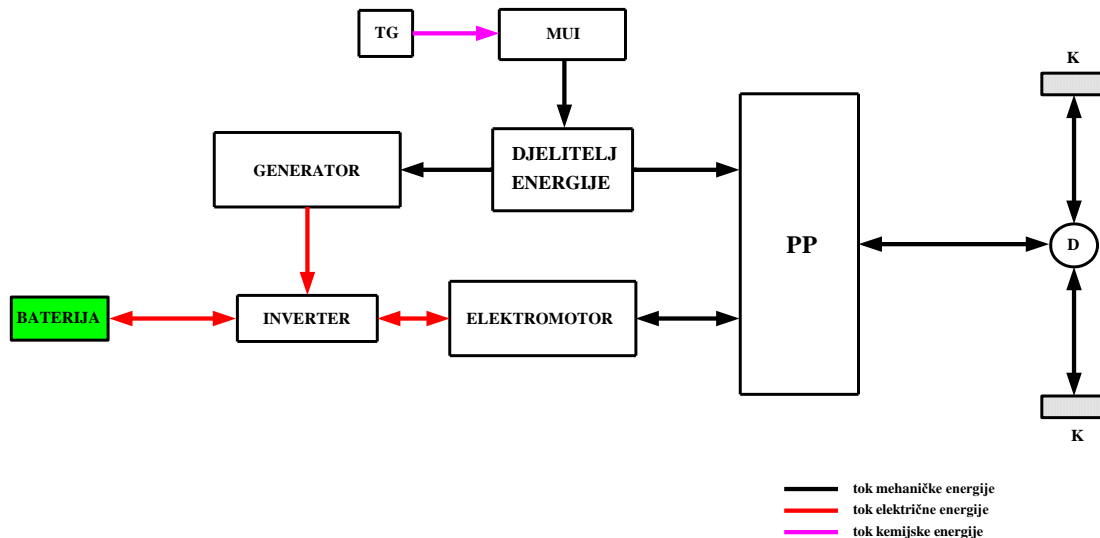


Slika 2.2. Shema paralelnog hibridnog električnog vozila

Kod ove vrste HEV imamo dva izvora energije, motor s unutarnjim izgaranjem (MUI) i baterija vozila. Time su omogućena dva toka energije (mehaničke i električne) koji se spajaju na zajedničkom prijenosu prema kotačima vozila. Električni tok snage je moguć u oba smjera, a to znači da se baterija može dopunjavati tijekom regenerativnog kočenja ili energijom MUI preko elektromotora koji tada radi kao generator. Kada je SOC (engl. SOC - State of Charge) baterije visok (visoko stanje napunjenosti baterije) vozilo može biti pokretano zajedničkom energijom MUI i baterije, ili energijom svakog izvora posebno, što ovisi od uvjeta vožnje. U slučaju niskog stanja napunjenosti baterije dio energije MUI se preusmjerava na elektromotor koji sada radi u generatorskom režimu i dopunjava bateriju

električnom energijom tijekom vožnje. Najveća prednost ovakvog dizajna prijenosa je fleksibilnost kod odabira veličine baterije i elektromotora pošto ukupni okretni moment potreban za pokretanje vozila daju elektromotor i MUI [19, 16, 18]. Kao najveći nedostatak ovakvog tipa prijenosa može se istaknuti kompleksan i skup upravljački sustav potreban za upravljanje momentom iz oba izvora te nemogućnost punjenja baterije dok se vozilo nalazi u stanju mirovanja.

2.4. Serijsko-paralelna hibridna električna vozila



Slika 2.3. Shema serijsko-paralelnog hibridnog električnog vozila

Radi se o kombinaciji serijskog i paralelnog spoja dva izvora energije (MUI i baterija) kod hibridnih vozila, gdje se vozilo može pokretati zajedničkom energijom oba izvora ili pojedinačnim energijama. Isto tako baterija se može puniti energijom MUI. Konfiguracija kombinira prednosti serijskog i paralelnog prijenosa, a eliminira njihove nedostatke, Primjerice, otklonjena je negativnosti serijskog prijenosa u pogledu veličine baterije i elektromotora, jer je temeljna konfiguracija paralelni prijenos koji omogućuje manje električne komponente. Isto tako baterija se može puniti dok vozilo miruje, a što nije bilo moguće kod čisto paralelne konfiguracije prijenosa. Sve to je omogućeno s uređajem za dijeljenje snage kao što je planetni prijenosnik (PP) ugrađen u vozilima Toyota Prius [19, 16, 17, 18, 20]. Zbog tih prednosti serijsko-paralelni prijenos je izbor mnogih proizvođača automobila u posljednjih nekoliko godina [18].

Dio ili cijela energija MUI, teče prema PP (djelitelj snage) odakle ide prema kotačima i pokreće vozilo. Drugi dio energije MUI teče prema generatoru i preko invertera puni bateriju ili pokreće elektromotor čiji se okretni moment preko PP prenosi na kotače vozila. Složeni upravljački sustav osigurava optimalno dijeljenje energije MUI i elektromotora u skladu s uvjetima vožnje. Pri tome MUI radi u optimalnom režimu za bilo koju brzinu vozila.

Najveći nedostatak ove konfiguracije prijenosa je vrlo složen i skup upravljački sustav, a još ističemo:

- baterija se ne može puniti iz vanjskog izvora
- niska energetska učinkovitost prijenosa (dvostruka pretvorba energije) iako se koristi energija dobivena regenerativnim kočenjem

2.5. Plug-in hibridna električna vozila

Mnogi autori vozila s ovom vrstom pogona sagledavaju kao prijelaz od klasičnih hibridnih električnih vozila prema vozilima s nultom emisijom štetnih plinova (električna vozila). Glavna razlika između klasičnih hibridnih električnih vozila i plug-in hibridnih vozila je u tome što posljednji koriste bateriju kao primarni izvor energije koja se može puniti na javnim napojnim stanicama, a MUI kao sekundarni izvor. Baterija napunjena u punom kapacitetu omogućuje hibridnom vozilu veću autonomnost (veći radijus vožnje) uz smanjenu potrošnju goriva. Kada je stanje napunjenosti baterije nisko prelazi se u mod (način) rada hibridnog električnog vozila radi punjenja baterije. Isto tako, omogućen je potpuno električni način rada (engl. AER - all-electric drive range) bez emisije štetnih plinova, a ovisi od veličine baterije [16, 21, 22, 23, 24, 25]. To znači da vozila s ovom vrstom pogona mogu raditi u dva moda (načina) ili u njihovoj kombinaciji, što ovisi od voznih uvjeta i strategije upravljanja energijom (engl. EMS - energy management strategy). Jedan mod je pražnjenje baterije do minimalnog nivoa (engl. CD - charge depletion), a drugi je održavanje napunjenosti baterije (engl. CS - charge sustaining) koji je i značajka rada klasičnih hibridnih električnih vozila. Kao nedostatke ove vrste prijenosa energije možemo istaknuti veće dimenzije baterije i elektromotora u odnosu na klasična HEV te izražen problem optimalnog dijeljenja snage između MUI i elektromotora.

2.6. Električna vozila

Vozila sa električnim pogonom su vozila s nultom emisijom štetnih plinova i predstavljaju vozila budućnosti ukoliko se uspješno riješe problemi trenutnih vozila na električni pogon. Dakle, ovdje je jedini izvor električne energije punjiva baterija koja se može puniti na javnim napojnim stanicama. Baterija dostavlja električnu energiju jednom ili više elektromotora koji vrše pretvorbu energije u mehaničku i pokreću kotače vozila. Glavni nedostaci sadašnje konfiguracije električnog vozila su skupe električne baterije, mala autonomnost vozila s postojećim kapacitetom baterije do ponovnog punjenja, vrijeme punjenja baterije i konačno visoki troškovi proizvodnje. Pretpostavlja se da bi ovakva vozila s gorivim ćelijama kao jedinim izvorom energije mogla neutralizirati prethodne nedostatke te na taj način postati vozila budućnosti.

Analizirajući dosadašnja rješenja prijenosa energije kod HEV može se istaći da je njihov najveći nedostatak dvostruka pretvorba energije (mehaničke u električnu i obrnuto), što snižava energetska učinkovitost te je potrebno tražiti konfiguracije prijenosa koje to izbjegavaju. Nadalje, energetska sustav HEV ima jedan stupanj slobode, a to znači da svi tokovi prijenosa energije ovise o potrebnoj izlaznoj snazi (na izlaznom vratilu) koja ovisi o vozaču i uvjetima vožnje. Zbog toga ne postoji dovoljno prostora za strategiju upravljanja energijom (EMS), pa je doprinos rješenju spomenutog problema u dodavanju još jednog stupnja slobode preko varijabilnog prijenosa tzv. neovisno kontrolirani prijenos (engl. ICT - independently controlable transmission) predložen kao patent u [26, 27, 28, 29]. Predloženi patenti daju rješenje na način da je brzina izlaznog vratila neovisna od brzine ulaznog vratila prijenosa. Time se otvara mogućnost da pogonski stroj (ulazno vratilo) stalno radi u području optimalnih brzina. Međutim, izvedivost ovog prijedloga nije dokazana, jer su iznosi snaga pojedinih vratila beskonačni ili nula.

3. NOVI SUSTAV PRIJENOSA ENERGIJE ZA PLUG-IN HIBRIDNA VOZILA

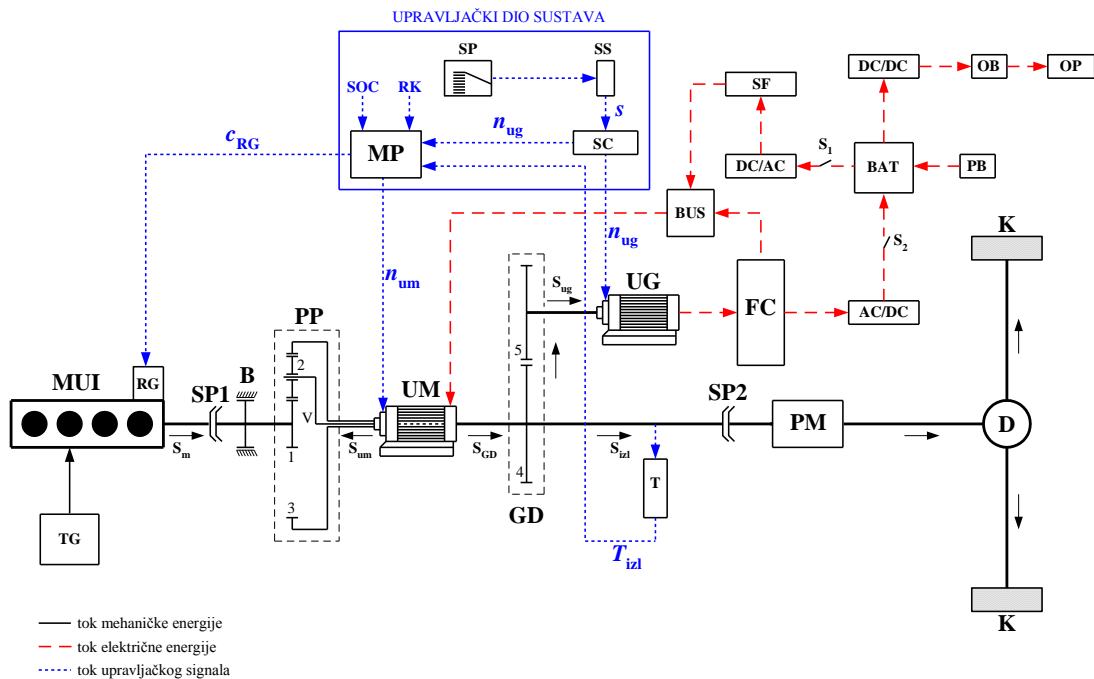
Novi sustav prijenosa energije i gibanja s promjenjivim brzinama vrtnje [30, 31, 32] sastoji se, slika 3.1., od jednog planetnog prijenosnika (PP) s tri rotirajuća vratila, jednog klasičnog prijenosnika (GD) s dva izlazna vratila, upravljačkog elektromotora (UM), upravljačkog generatora (UG), energetskih pretvarača (AC/AC, AC/DC, DC/AC, DC/DC) i upravljačkog sustava. Jedno vratilo PP (S_m) je spojeno na pogonski stroj (MUD), jedno, šuplje vratilo (S_{um}), je spojeno na upravljački elektromotor (UM), a treće, izlazno vratilo (S_{GD}), je spojeno na klasični zupčani prijenos (GD). Klasični prijenosnik (GD) sastoji se od jednog para zupčanika (4 i 5), a njegovo jedno izlazno vratilo je stvarno izlazno vratilo prijenosnika (S_{izl}) koje preko diferencijala (D) pokreće kotače vozila (K), dok drugo izlazno vratilo (S_{ug}) je spojeno s upravljačkim generatorom (UG).

Promjenom brzine vrtnje vratila (S_{ug}) upravljačkog generatora (UG), upravlja se brzinom vrtnje izlaznog vratila (S_{izl}), neovisno o brzini vrtnje vratila pogonskog stroja (S_m). Središnji član upravljačkog sustava je mikroprocesor (MP) koji prima signal (n_{ug}) brzine vrtnje upravljačkog generatora (UG), i od torziometra (T) signal (T_{izl}) okretnog momenta izlaznog vratila (S_{izl}) prijenosnika. Uz pomoć ugrađenog algoritma mikroprocesor (MP), upravlja brzinom vrtnje vratila (S_{um}) upravljačkog elektromotora (UM) prisiljavajući vratilo (S_m) pogonskog stroja da rotira optimalnom brzinom.

Upravljački generator (UG) proizvedenu električnu energiju, preko AC/AC pretvarača frekvencija (FC) i sabirnice (BUS) predaje upravljačkom elektromotoru (UM) koji je preko vratila (S_{um}) unosi u planetni prijenosnik (PP), odakle se, preko vratila (S_{GD}) i zupčastog prijenosnika (GD), ponovno vraća u upravljački generator (UG). Na taj način energija upravljačkog generatora (UG) kruži stalno u istom krugu (UG)-(FC)-(BUS)-(UM)-(S_{um})-(PP)-(S_{GD})-(S_{ug})-(UG), omogućujući energiji pogonskog stroja da, neznatno umanjena za gubitke, stigne do izlaznog vratila.

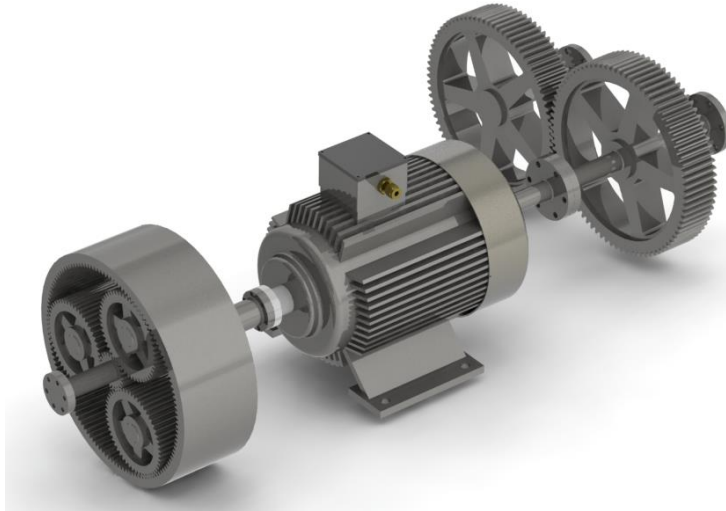
Ovaj hibridni prijenosnik ima sposobnost natjerati vratila pogonskog i gonjenog stroja da rotiraju optimalnim brzinama u bilo kojem trenutku. Kada izlazno vratilo prijenosnika pokreće kotače hibridnog vozila s brzinom vrtnje definiranom voljom vozača, prijenosnik je sposoban, s vrlo jednostavnim upravljačkim sustavom, omogućiti optimalnu brzinu vrtnje vratila pogonskog stroja, uz istovremeno optimiranje čitavog sustava pretvorbe i prijenosa energije.

Detaljnije elaboriranje o načinu ostvarivanja upravljanja izlaznom brzinom vratila prijenosnika neovisno od brzine njegovog ulaznog vratila, kao i o načinu optimiranja brzine ulaznog vratila i čitavog energetskog sustava kod hibridnih vozila biti će u poglavlju 5.



Slika 3.1. Shema novog sustava prijenosa energije za plug-in hibridno vozilo

1. Motor s unutarnjim izgaranjem (MUI)
2. Planetni prijenosnik (PP)
3. Klasični zupčani prijenosnik (GD)
4. Upravljački elektromotor (UM)
5. Upravljački generator (UG)
6. Ispravljač (AC/DC)
7. Izmjenjivač (inverter DC/AC)
8. Izmjenični pretvarač (AC/AC) - pretvarač frekvencije (FC)
9. Istosmjerni pretvarač (DC/DC)
10. Sinkronizator faza (SF)
11. Sabirnica (BUS)
12. Akumulatorska baterija (BAT)
13. Obična baterija napona 12 V (OB)
14. Upravljački sustav za optimiranje brzine pogonskog stroja (MUI)
15. Upravljački sustav za upravljanje brzinom izlaznog vratila PP
16. Izvrstiva spojka (SP)
17. Kočnica (B)
18. Prekretni mehanizam (PM)
19. Diferencijal (D)
20. Kotači vozila (K)
21. Tank goriva MUI (TG)
22. Vanjsko punjenje baterije (PB)
23. Ostali potrošači energije (OP)
24. Regulator dotoka goriva MUI (RG)



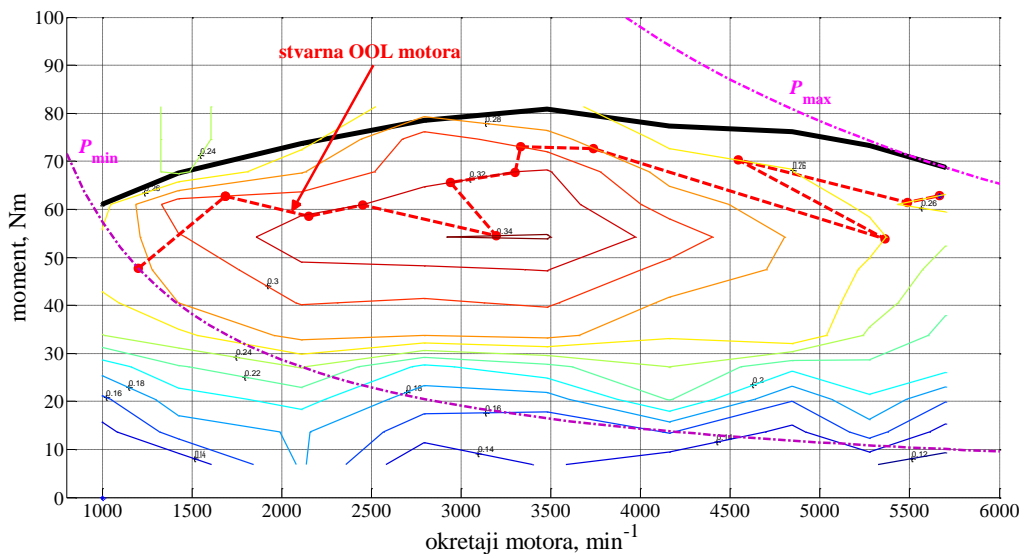
Slika 3.2. 3D prikaz planetnog prijenosnika (PP), klasičnog prijenosnika (GD) i upravljačkog elektromotora (UM) novog sustava prijenosa energije

3.1. Komponente sustava prijenosa energije za plug-in hibridna vozila

3.1.1. Motor s unutarnjim izgaranjem

Kod pogona vozila traži se da pogonski stroj bude čim lakši, da zauzima manje mjesta, da ima visoki stupanj djelovanja (manja količina potrebnog goriva), da je pouzdan u radu i da brzo može startati. Tim zahtjevima udovolja motor s unutarnjim izgaranjem (MUI), tako da je njegova primjena zaslužna za brzi razvitak saobraćaja i industrije vozila. Motori s unutarnjim izgaranjem su klipni strojevi koji kemijsku energiju goriva najprije pretvaraju u toplinsku energiju, a tu energiju dalje pretvaraju u mehaničku energiju. Kemijska energija goriva, oslobođena izgaranjem u obliku topline u zatvorenom prostoru izgaranja, predaje se plinovitom radnom mediju i koristi u obliku potencijalne energije (tlak). Radni medij tijekom procesa obavlja rad koji se putem klipa predaje koljenastom vratilu i dalje potrošaču, kojega motor pokreće.

Za modeliranje novog sustava prijenosa energije kod plug-in hibridnih vozila kao glavni izvor energije uzet je Ottov motor s unutarnjim izgaranjem FC-SI41-emis koji se ugrađuje u vozilo "Toyota Prius". Radi se o četverocilindričnom motoru radnog volumena 1000 cm^3 , maksimalne snage 41 kW pri 5700 o/min, maksimalnog okretnog momenta 81 Nm pri 3477 o/min. Vanjske karakteristike motora i topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva su preuzeti iz [33].



Slika 3.3. Topografski dijagram odabaranog MUI

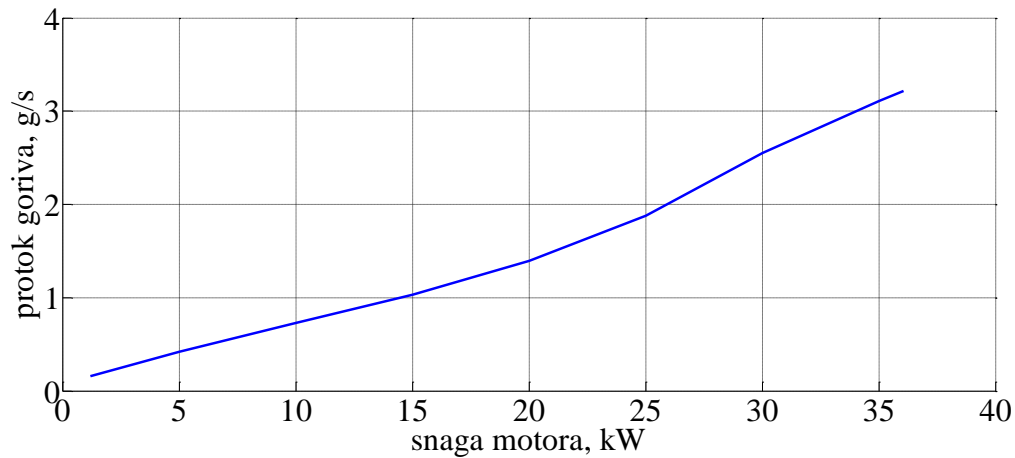
Značajkama motora ili vanjskim karakteristikama nazivaju se dijagrami efektivne snage, momenta i specifične potrošnje goriva kod punog opterećenja motora. Dobivaju se ispitivanjem na uređaju za mjerenje snage motora (kočnici za motore), kod Ottovog motora pri potpuno otvorenoj zaklopci, a kod Dieselog pri najvećoj količini ubrizgavanog goriva po procesu. Kod automobila to odgovara do kraja pritisnutoj pedali gasa. Međutim, u stvarnosti motor vrlo rijetko radi pod punim opterećenjem, pa je npr. za analizu troškova goriva vozila nužan topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva (engl. BSFC - Brake Specific Fuel Consumption). Topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva prikazuje krivulje konstantne potrošnje, nacrtane ispod krivulje srednjeg efektivnog tlaka (rjeđe ispod krivulje momenta) kod punog opterećenja motora.

Iz njega se mogu očitati veličine okretnog momenta, srednjeg efektivnog tlaka motora ili specifične efektivne potrošnje goriva za poznati broj okretaja motora, a izračunom se mogu dobiti snaga, vremenska potrošnja goriva (litara/h), putna potrošnja goriva (litara/100km) te iskoristivost motora.

Kako bi se mogli uspoređivati podaci među raznim proizvođačima vozila postoje ciklusi vožnje, propisane standardne metode, prema kojima se određuje potrošnja goriva i emisija ispušnih plinova. Europski standardni ciklusi su: UDC (Urban Driving Cycle), EUDC (Extra Urban Driving Cycle), NEDC (New European Driving Cycle), Artemis (Urban, Rural, Highway). Najrašireniji ciklusi prema kojima se određuje potrošnja goriva u USA su FTP 75 (Federal Test Procedure) za gradsku vožnju i Highway Cycle (HWFET Cycle - Highway Fuel Economy Test Cycle) za vožnju na autoputu te NYCC (New York City Cycle) namijenjen za određivanje potrošnje goriva i emisije ispušnih plinova u gradovima sa gustim saobraćajem. Procedura mjerenja potrošnje goriva u Japanu propisana je standardom JA 10-15 Mode.

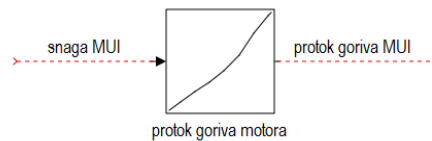
Krivulja unutar topografskog dijagrama koja povezuje točke određene okretnim momentom i brzinom motora za minimalnu potrošnju goriva (maksimalna iskoristivost motora) zove se optimalna radna krivulja motora (engl. OOL - Optimal Operating Line). Pomoću OOL krivulje je moguće, za određeno opterećenje motora definirano njegovom snagom, odrediti

optimalnu točku rada motora (T_m , ω_m). Na slici 3.4 je prikazan optimalni protok goriva, dobiven na osnovu OOL krivulje odabranog motora FC-SI41-emis [34].



Slika 3.4. Optimalni protok goriva odabranog MUI

Vrijednosti optimalnog protoka goriva za odabrani motor s unutarnjim izgaranjem se implementiraju u simulacijski model hibridnog vozila pomoću 1D pregledne¹ (engl. look-up) tablice, slika 3.5.



Slika 3.5. Pregledna 1D tablica optimalnog protoka goriva

Interpolacijom vrijednosti u tablici, za određenu snagu motora, mogu se dobiti vrijednosti protoka goriva, a onda temeljem relacija (3.2), (3.3), (3.4) i traženi parametri motora (indicirana snaga goriva, efektivna iskoristivost motora). Integriranjem optimalnog protoka goriva dobiva se potrošnja goriva po jednom ciklusu [34].

$$P_m = T_m \cdot \omega_m \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_g = \frac{P_m \cdot g_e}{3600 \cdot 1000} \quad (3.2)$$

$$P_g = \dot{m}_g \cdot H_d \quad (3.3)$$

1. Često se javlja potreba za prikazivanjem funkcionalnih ovisnosti među diskretno izmjerenim parametrima koje se ne daju izraziti jednadžbom. Ove se ovisnosti u Simulinku daju grafički prikazati pomoću blokova Look-Up Table (1D) i Look-Up Table (2D) u biblioteci Functions&Tables. U cilju definiranja jedne karakteristike moraju se zadati dva jednako duga vektora, vektor ulaznih i vektor izlaznih vrijednosti. Ako jedna ulazna vrijednost nije sadržana u ulaznom vektoru, ona će biti linearno interpolirana ili ekstrapolirana.

$$\eta_e(T_m, \omega_m) = \frac{P_m}{P_g} = \frac{3600 \cdot 1000}{g_e \cdot H_d} \quad (3.4)$$

gdje je:

P_m – efektivna snaga motora na spojci, W

P_g – indicirana snaga goriva u cilindru motora, W

\dot{m}_g – protok mase goriva, g/s

g_e – specifična efektivna potrošnja goriva, g/kWh

H_d – donja ogrijevna moć goriva, J/g

$H_d \approx 43000$ J/g - benzin i lako dizelsko gorivo

$H_d \approx 41000$ J/g - teška goriva

η_e – efektivna iskoristivost motora

Razlika između indicirane i efektivne snage² je snaga mehaničkih gubitaka u motoru, a njih čine:

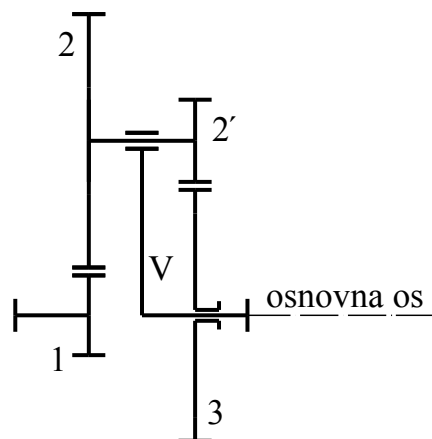
- trenje na kliznim plohama mehanizama
- aerodinamično trenje između pokretnih dijelova i zraka
- hidrauličko trenje
- snaga potrebna za pogon pomoćne opreme motora (pogon ventila, pumpe za ubrizgavanje goriva, rashladne pumpe ili ventilatora itd.)

Mehanički gubici ovise o izvedbi motora, opterećenju i brzini vrtnje. Kod brzokretnih motora za vozila, gubici trenja čine ~ 67% mehaničkih gubitaka, od čega najveći dio otpada na trenje klipa i klipnih prstenova. Preostala trećina gubitaka dijeli se približno jednako na pogon pomoćne opreme i aerodinamično, odnosno hidrauličko trenje (pumpno djelovanje donje strane klipa, ventilacija uvjetovana koljenastim mehanizmom, pljuskanje ulja) [35].

2. Prema DIN 1940 efektivna snaga je snaga na spojci motora koja stoji na raspolaganju za pogon ostalih strojeva, nakon što su podmirene sve potrebe za pogon prigradene pomoćne opreme motora. Prema SAE (Society of Automotive Engineers, USA), ne uzima se u obzir odbijanje snage za pogon pomoćne opreme, tako da je snaga prema SAE propisima veća.

3.1.2. Planetni prijenosnik

Mehanizmi sa zupčanicima kod kojih je jedna od osiju pokretna, nazivaju se planetni mehanizmi (planetni prijenosnici). Elementi, tj. članovi koji mogu rotirati oko osnovne osi i pri radu mehanizma primaju vanjska opterećenja, nazivaju se osnovni članovi (centralni zupčanici, vodilo). Mehanizmi s pokretnim osima sastavljeni od identičnih članova ponašaju se kao sasvim različiti prijenosnici, ovisno o tome jesu li i koji su članovi zakočeni, tj. kojim je članovima zapriječena rotacija i smanjen broj stupanja slobode gibanja mehanizma. Jednostupanjskim se smatra svaki planetni prijenosnik koji ima sva tri osnovna člana, ali ne više od dva centralna zupčanika.



Slika 3.6. Shema jednostavnog (jednostupanjskog) diferencijalnog mehanizma

Planetni prijenosnici (PP), s dva ili više stupnjeva slobode gibanja, u širem smislu se nazivaju diferencijalnim mehanizmima, slika 3.6., a pripadajući prijenosnici - diferencijalnim prijenosnicima. Oni služe za sastavljanje nekoliko gibanja u jedno ili za rastavljanje jednog gibanja na više komponentnih gibanja. Diferencijalni mehanizmi su predmet našeg interesa kod konstrukcije novog prijenosnika te će korišteni naziv planetni prijenosnici (PP) podrazumijevati da se radi o diferencijalnim mehanizmima s dva stupnja slobode gibanja (tri rotirajuća vratila).

Oznaka planetnih prijenosnika sastoji se od tri simbola: na prvom mjestu je brojka koja označava broj ravnina u kojima se nalaze planetni zupčanici; na drugom mjestu je slovna oznaka, A ili I koja označava vrstu ozubljenja (A - vanjsko, I - unutrašnje) centralnog zupčanika na ulazu u prijenosnik; na trećem mjestu je slovna oznaka, A ili I koja označava vrstu ozubljenja idućeg centralnog zupčanika.

Za jednostavni planetni mehanizam, slika 3.6., može se rotacijsko gibanje svakog osnovnog člana rastaviti na rotacijska gibanja ostalih dvaju članova (dijeljenje gibanja i snage - diferencijalni mehanizam) ili dva gibanja osnovnih članova spojiti u jedno izlazno gibanje (sumiranje gibanja i snage - sumarni mehanizam). Odnosi brzina vrtnje pojedinih članova, kao i prijenosni omjeri, mogu se odrediti Willisovim pravilom koje kaže da je omjer relativnih³ brzina vrtnje dvaju sparenih zupčanika jednak omjeru broja zubi gonjenog i

3. brzina rotacije oko vlastite osi umanjena za brzinu rotacije vodila

pogonskog zupčanika, s pozitivnim predznakom ako su smjerovi vrtnje isti, a negativnim ako su različiti.

Tako se, prema slici 3.6., za zahvat zupčanika 1 i 2 te 2' i 3 dobije:

$$\frac{\omega_1 - \omega_v}{\omega_2 - \omega_v} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (3.5)$$

$$\frac{\omega_{2'} - \omega_v}{\omega_3 - \omega_v} = -\frac{z_3}{z_{2'}} \quad (3.6)$$

Iz izraza (3.5) i (3.6), eliminacijom $\omega_2 = \omega_{2'}$, dobiva se osnovna jednadžba jednostupanjskih planetnih prijenosnika, poznata Willisova jednadžba:

$$\omega_1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_{2'}} \cdot \omega_3 + \left(\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_{2'}} - 1 \right) \cdot \omega_v = 0 \quad (3.7)$$

gdje je:

- ω_1 – kutna brzina centralnog zupčanika 1, rad/s
- ω_2 – kutna brzina planetnog zupčanika u 1. ravnini, rad/s
- $\omega_{2'}$ – kutna brzina planetnog zupčanika u 2. ravnini, rad/s
- ω_3 – kutna brzina centralnog zupčanika 3, rad/s
- ω_v – kutna brzina nosača planeta (vodila), rad/s
- z_1 – broj zubi centralnog zupčanika 1
- z_2 – broj zubi planetnog zupčanika u 1. ravnini
- $z_{2'}$ – broj zubi planetnog zupčanika u 2. ravnini
- z_3 – broj zubi centralnog zupčanika 3

Brzine osnovnih članova planetnog prijenosnika (PP) zadovoljavaju Willisovu jednadžbu koja se zapisuje u obliku:

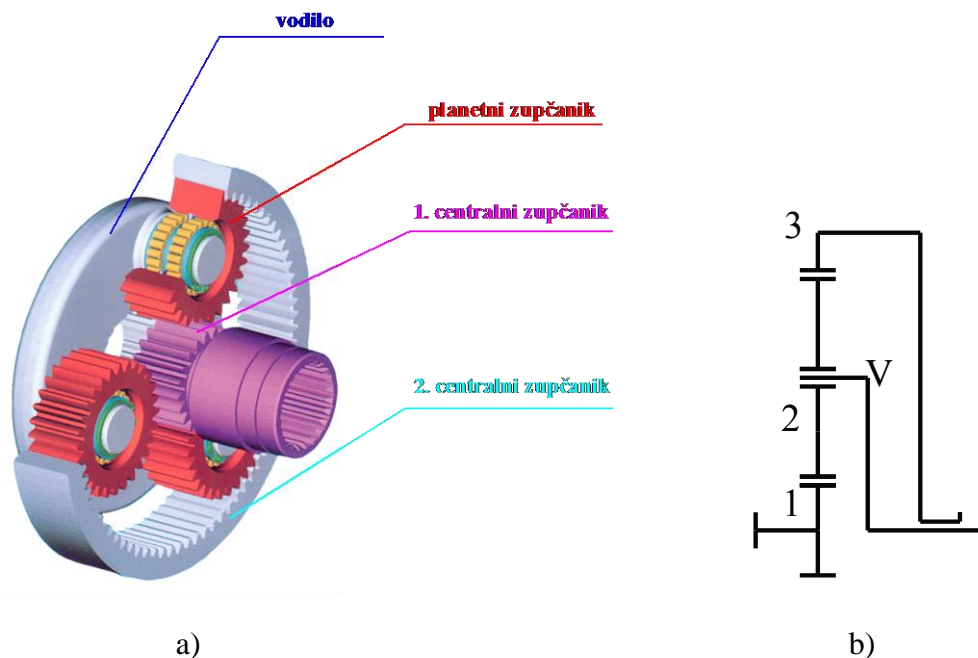
$$\omega_1 - u \cdot \omega_3 + (u - 1) \cdot \omega_v = 0 \quad (3.8)$$

gdje je:

$$u = \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_{2'}} - \text{osnovni prijenosni omjer planetnog prijenosnika kod zakočenog vodila}$$

3.1.2.1. Momenti i snage osnovnih članova planetnih prijenosnika

Mogućnost preuzimanja i predavanja opterećenja (sile i momente) kod planetnih prijenosnika imaju samo osnovni članovi, jer oni „komuniciraju“ s okolinom. Njih opterećuju obodne, radialne i aksijalne sile (kada su zupčanici izvedeni sa kosim ozubljenjem).



Slika 3.7. Jednostupanjski diferencijalni mehanizam
a) 3D model b) Shema

Kod jednostavnih jednostupanjskih planetnih prijenosnika, slika 3.7., oznake 1AI, koji se koriste za konstrukciju novog sustava prijenosa i pretvorbe energije, obodna sila se prenosi na tri mjesta: dva mjesta zahvata centralnih zupčanika i planeta te između nosača planeta (vodila) i kola sa planetima. Svaka od obodnih sila na svome kraku tvori okretni moment, a suma okretnih momenata oko osi centralnog zupčanika 1 mora biti nula:

$$T_1 + T_3 + T_V = 0 \quad (3.9)$$

gdje je:

T_1 – okretni moment na centralnom zupčaniku 1, Nm

T_3 – okretni moment na centralnom zupčaniku 3, Nm

T_V – okretni moment na vodilu, Nm

Iz izraza (3.9) je razvidno da okretni moment na jednom osnovnom članu planetnog prijenosnika mora imati predznak suprotan momentu preostalih dvaju članova. To znači da je taj član najopterećeniji, jer prenosi okretni moment jednak zbroju okretnih momenata ostala dva člana, i naziva se sumarni član, a njegovo vratilo sumarno vratilo. Za analizu okretnih momenata bitne su konvencije o predznacima. Okretni moment se označava pozitivnim ako se smjer djelovanja s obzirom na promatrani osnovni član poklapa s pozitivno definiranim smjerom vrtnje istog člana i obrnuto [36].

Omjeri momenata osnovnih članova zadovoljavaju jednadžbu (3.9) i iznose:

$$\frac{T_3}{T_1} = -\eta_0^{r_1} \cdot u \quad (3.10)$$

$$\frac{T_v}{T_1} = (\eta_0^{r_1} \cdot u - 1) \quad (3.11)$$

gdje je:

η_0 – osnovni (unutrašnji) stupanj iskoristivosti planetnog prijenosnika

$r_1 = \pm 1$ – eksponent iskoristivosti standardnog prijenosnika,

ovisi o toku snage u prijenosniku

Ako se zanemare gubici, osim onih u zahvatu zupčanika, suma svih djelujućih snaga na osnovnim članovima planetnih prijenosnika jednaka je nuli.

$$P_1 + P_3 + P_v = 0 \quad (3.12)$$

Dok su omjeri snaga na vratilima osnovnih članova:

$$\frac{P_3}{P_1} = -\eta_0^{r_1} \cdot u \cdot \frac{\omega_3}{\omega_1} \quad (3.13)$$

$$\frac{P_v}{P_1} = (\eta_0^{r_1} \cdot u - 1) \cdot \frac{\omega_v}{\omega_1} \quad (3.14)$$

gdje je:

ω_1 – kutna brzina centralnog zupčanika 1, rad/s

ω_3 – kutna brzina centralnog zupčanika 3, rad/s

ω_v – kutna brzina nosača planeta (vodila), rad/s

Kao i kod analize momenata, potrebno je voditi računa o predznacima snaga, a oni nužno proizlaze iz produkta predznaka kutne brzine i okretnog momenta. Pozitivan predznak snage znači da na promatranom mjestu snaga ulazi u osnovni član, i radi se o dovedenoj ili pogonskoj snazi. Negativan predznak znači da na promatranom osnovnom članu planetnog prijenosnika snaga izlazi te se radi o odvedenoj snazi.

3.1.2.2. Iskoristivost planetnih prijenosnika

Pod pojmom iskoristivosti planetnih prijenosnika podrazumijevamo koliko se od uvedene snage dobije na izlazu iz prijenosnika, odnosno koliki su gubici snage pri prolasku kroz prijenosnik. Energetski gubici u planetnim prijenosnicima sastoje se od gubitaka zbog trenja u ozubljenju i ležajevima, gubitaka u uljnoj kupci (bućkanje ulja), gubitaka u brtvama i ventilacijskih gubitaka [37, 38]. Gubici trenja u ozubljenju i ležajevima direktno ovise od opterećenja prijenosnika, dok druge vrste gubitaka ne ovise od opterećenja pa se zovu gubicima praznog hoda [39].

Iskoristivost u ozubljenju (zahvatu zupčanika) PP je definirana omjerom snage na izlazu i ulazu u prijenosnik, a može se definirati i omjerom momenata i kinematskim prijenosnim omjerom.

$$\eta_P = -\frac{P_{izl}}{P_{ul}} = -\frac{\mu_T}{i_{PP}} = \frac{\text{stupanj pretvorbe momenta}}{\text{stupanj pretvorbe brzine}} \quad (3.15)$$

gdje je:

μ_T – omjer momenata osnovnih članova PP

i_{PP} – kinematski prijenosni omjer PP

Ukupni stupanj iskoristivosti planetnog prijenosnika je:

$$\eta_{uk} = \eta_P \cdot \eta_L \cdot \eta_B \cdot \eta_O \quad (3.16)$$

gdje je:

η_L – stupanj iskoristivosti ležaja

η_B – stupanj iskoristivosti brtvljenja

η_O – stupanj iskoristivosti praznog hoda

3.1.2.3. Mogućnosti spajanja na vratila PP

Različite primjene novog sustava prijenosa energije ostvaruju se odgovarajućom pogodnom konstrukcijom planetnog prijenosnika (PP). To se prvenstveno odnosi na odabir njegovog određenog vratila za ulazno vratilo (S_m) koje prima snagu od pogonskog stroja, odabir izlaznog vratila (S_{GD}) koje isporučuje snagu zupčastom prijenosniku (GD), i odabir vratila (S_{um}) kojim upravljački elektromotor (UM), isporučujući snagu planetnom prijenosniku (PP), upravlja brzinom vrtnje vratila pogonskog stroja, čineći je optimalnom. To znači da svako vratilo planetnog prijenosnika (PP) može biti regulacijsko, ulazno ili izlazno ovisno o primjeni novog prijenosnika i osnovnom prijenosnom omjeru PP.

Novi sustav prijenosa energije ostvaruje se sa svim vrstama planetnih prijenosnika, ali prvenstveno jednostavnim zupčaničkim planetnim prijenosnicima s dva centralna zupčanika. Spajanjem različitih vratila planetarnog prijenosnika na vratila pogonskog motora s unutarnjim izgaranjem, upravljačkog elektromotora i ulaznog vratila (S_{GD}) klasičnog prijenosnika (GD), dobivaju se različiti planetni prijenosnici s različitim svojstvima. Oni imaju različite vrijednosti osnovnog prijenosnog omjera: manjeg od nule, između nule i jedinice te većeg od jedinice. Promjenom omjera snage upravljačkog generatora (UG) i izlazne snage prijenosnika (P_{izl}), dobivaju se, za isti prijenosnik, različite vrijednosti snaga motora s unutarnjim izgaranjem, upravljačkog elektromotora i upravljačkog generatora potrebnih za određenu brzinu vozila pri određenim uvjetima pogona (kvaliteta ceste, tj. koeficijent trenja između ceste i kotača, nagib ceste, brzina vjetra itd.), a na taj način i potrebne ugradbene nominalne snage motora s unutarnjim izgaranjem, upravljačkog elektromotora i upravljačkog generatora. Maksimalna snaga, maksimalni okretni moment i maksimalna brzina vrtnje na kotačima može se po volji odabrati. Određenom konstrukcijom mijenjaju se stupnjevi iskoristivosti prijenosnika, ali su, za kvalitetnu konstrukciju, kvalitetnu izradu svih komponenti i kvalitetni sustav podmazivanja, uvijek iznimno visoki.

Mogućnosti spajanja vratila 1AI PP s vratilima motora s unutarnjim izgaranjem, upravljačkog elektromotora i izlaznog vratila prijenosnika su date u tablici 3.1. Za određen raspored spajanja vratila PP potrebno je uskladiti tokove snaga, smjerove rotacije vratila, omjere brzina vratila PP, predznake brzina i momenata vratila te osnovni prijenosni omjer PP.

Tablica 3.1. Mogućnosti spajanja vratila PP za njihove pozitivne brzine

1.	Centralni zupčanik 1	Centralni zupčanik 2	Vodilo
	$\omega_m > 0$	$\omega_{um} > 0$	$\omega_{GD} > 0$
	$T_m > 0$	$T_{um} > 0$	$T_{GD} < 0$
	$P_m > 0$	$P_{um} > 0$	$P_{GD} < 0$
	Sumarno vratilo vodila		
2.	Centralni zupčanik 1	Centralni zupčanik 2	Vodilo
	$\omega_m > 0$	$\omega_{GD} > 0$	$\omega_{um} > 0$
	$T_m > 0$	$T_{GD} < 0$	$T_{um} > 0$
	$P_m > 0$	$P_{GD} < 0$	$P_{um} > 0$
	Sumarno vratilo centralni zupčanik 2		
3.	Centralni zupčanik 1	Centralni zupčanik 2	Vodilo
	$\omega_{um} > 0$	$\omega_m > 0$	$\omega_{GD} > 0$
	$T_{um} > 0$	$T_m > 0$	$T_{GD} < 0$
	$P_{um} > 0$	$P_m > 0$	$P_{GD} < 0$
	Sumarno vratilo vodila		
4.	Centralni zupčanik 1	Centralni zupčanik 2	Vodilo
	$\omega_{um} > 0$	$\omega_{GD} > 0$	$\omega_m > 0$
	$T_{um} > 0$	$T_{GD} < 0$	$T_m > 0$
	$P_{um} > 0$	$P_{GD} < 0$	$P_m > 0$
	Sumarno vratilo centralni zupčanik 2		
5.	Centralni zupčanik 1	Centralni zupčanik 2	Vodilo
	$\omega_{GD} > 0$	$\omega_m > 0$	$\omega_{um} > 0$
	$T_{GD} < 0$	$T_m > 0$	$T_{um} > 0$
	$P_{GD} < 0$	$P_m > 0$	$P_{um} > 0$
	Sumarno vratilo centralni zupčanik 1		
6.	Centralni zupčanik 1	Centralni zupčanik 2	Vodilo
	$\omega_{GD} > 0$	$\omega_{um} > 0$	$\omega_m > 0$
	$T_{GD} < 0$	$T_{um} > 0$	$T_m > 0$
	$P_{GD} < 0$	$P_{um} > 0$	$P_m > 0$
	Sumarno vratilo centralni zupčanik 1		

3.1.2.4. Odabir osnovnog prijenosnog omjera PP

Budući da planetni prijenosnici (PP) mogu raditi kao kontinuirano promjenjivi prijenosnici s različitim brzinama svojih vratila, uzeti su kao glavni dio novog sustava prijenosa energije za plug-in hibridna vozila. Uzet je najjednostavniji mogući PP s negativnim osnovnim prijenosnim omjerom i sa satelitima u samo jednoj ravnini. Pri tome, vratilo S_m pogonskog motora s unutarnjim izgaranjem (MUI) je spojeno s vratilom centralnog zupčanika 1 PP, vratilo S_{um} upravljačkog motora (UM) je spojeno s vratilom centralnog zupčanika 3 PP, a izlazno vratilo S_{izl} prijenosnika je spojeno s vodilom PP.

Brzine osnovnih članova planetnog prijenosnika (PP) povezane su Willisovom jednadžbom (3.8), pa za odabrani raspored vratila (1. varijanta u tablici 3.1.) imamo:

$$\omega_m - u \cdot \omega_{cm} + u - 1 \cdot \omega_{GD} = 0 \quad (3.17)$$

Dijeljenjem jednadžbe (3.17) s izlaznom brzinom ω_{GD} te uzimajući u obzir omjere brzina kako slijedi:

$$i_{PP} = \frac{\omega_m}{\omega_{GD}}, \quad k = \frac{\omega_m}{\omega_{um}} \quad (3.18)$$

dobiva se prijenosni omjer planetnog prijenosnika (PP)

$$i_{PP} = \frac{1-u}{1-\frac{u}{k}} \quad (3.19)$$

gdje je:

ω_m – kutna brzina motora s unutarnjim izgaranjem, rad/s

ω_{um} – kutna brzina upravljačkog elektromotora, rad/s

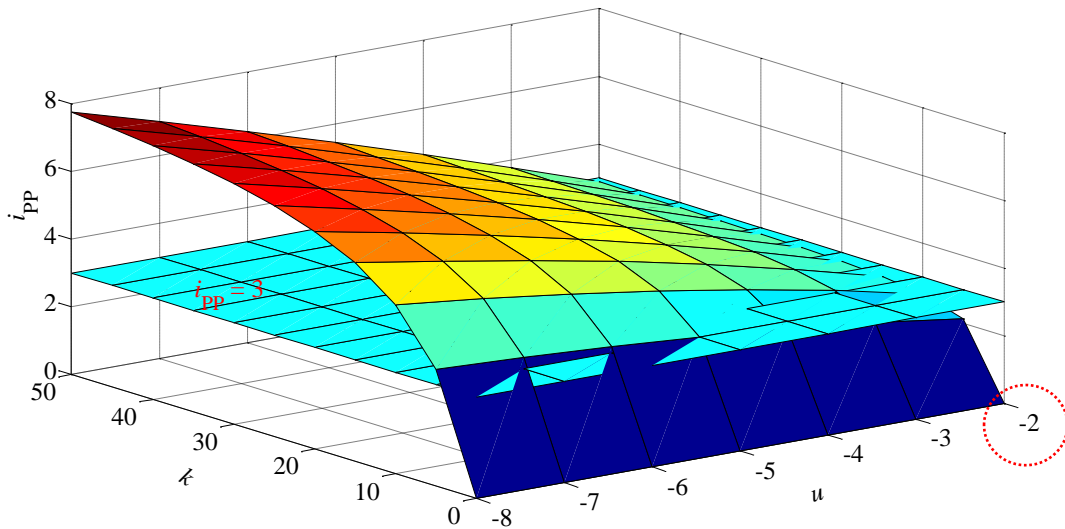
ω_{GD} – kutna brzina na izlaznom vratilu PP prema klasičnom prijenosniku GD, rad/s

i_{PP} – prijenosni omjer planetnog prijenosnika

k – omjer brzina centralnih zupčanika PP

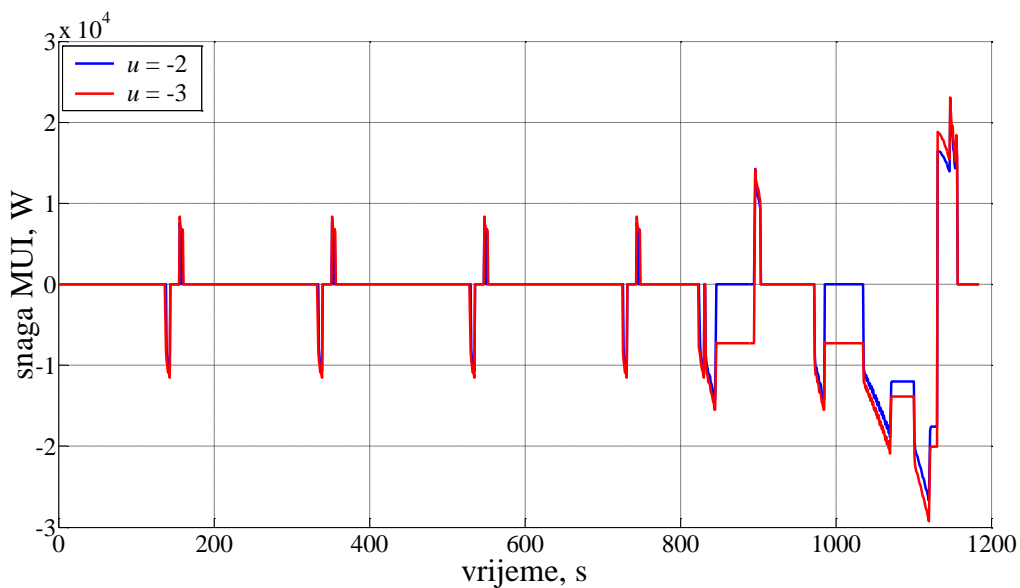
u – osnovni prijenosni omjer PP

Funkcijska povezanost omjera brzina vrtnje centralnih zupčanika, osnovnog prijenosnog omjera i prijenosnog omjera PP iz relacije (3.19) prikazana je u dijagramu na slici 3.8.



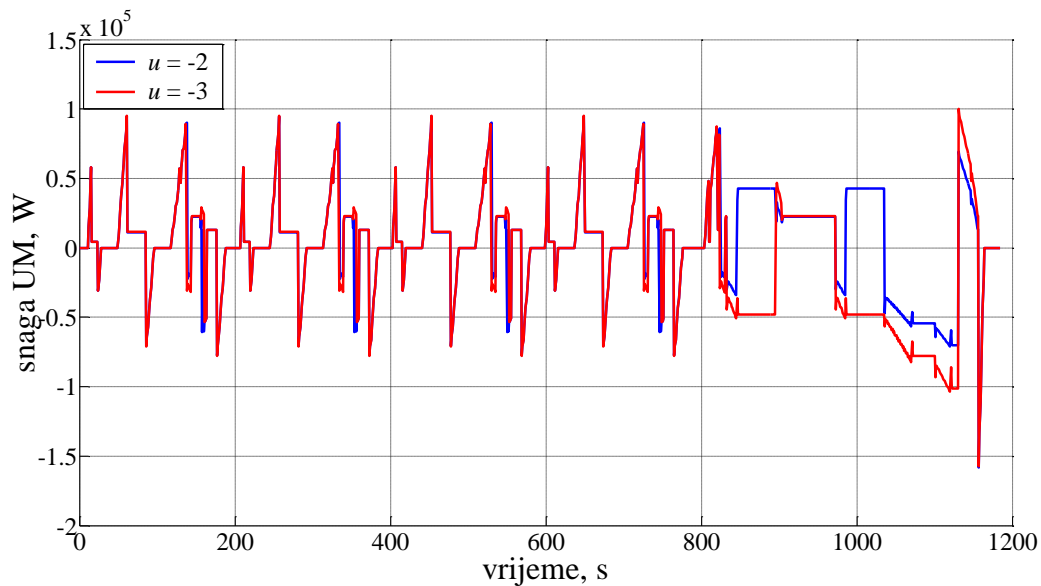
Slika 3.8. Ovisnost prijenosnog omjera PP o osnovnom prijenosnom omjeru i omjeru brzina centralnih zupčanika

Prijenosni omjer vozila s novim sustavom prijenosa energije kreće se u granica od 0,54765 do 1,6815, a što se može postići s različitim vrijednostima osnovnog prijenosnog omjera PP. Isto je razvidno iz dijagrama na slici 3.8. Smanjenje vrijednosti osnovnog prijenosnog omjera PP utječe na smanjenje omjera brzina centralnih zupčanika za određeni prijenosni omjer, što je povoljno. Međutim, to dovodi i do povećanja snage na ulaznim vratilima PP, a što se može potkrijepiti primjerom usporedbe snaga na ulaznim vratilima PP za dvije vrijednosti osnovnog prijenosnog omjera te stanja napunjenosti baterije za maksimalnu brzinu u NEDC ciklusu (120 km/h). Rezultati su dobiveni simulacijom (5. poglavlje) za koeficijent udjela energije baterije $r = 0,6$. Usporedbom snaga na ulaznim vratilima PP za osnovni prijenosni omjer $u = -2$ i $u = -3$ utvrđeno je povećanje snaga ako se osnovni prijenosni omjer smanjuje. Tako se snaga pogonskog motora MUI povećava pri maksimalnoj brzini za 9,56 %, slika 3.9.



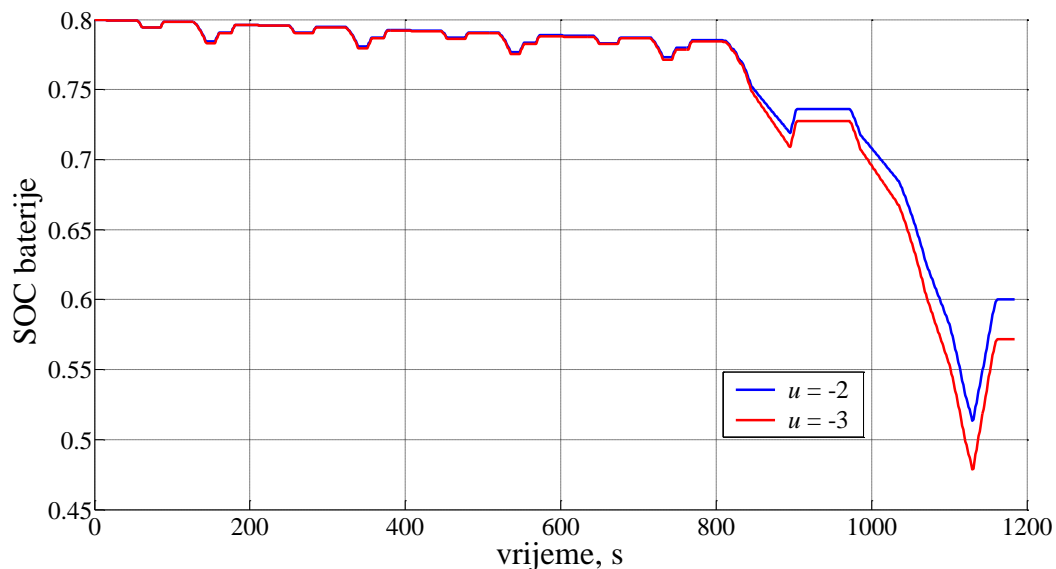
Slika 3.9. Usporedba snaga MUI za dvije vrijednosti osnovnog prijenosnog omjera

Snaga upravljačkog elektromotora kod $u = -3$ ima još veći trend porasta i ona je pri maksimalnoj brzini za 45,49 % veća od snage motora kod $u = -2$, slika 3.10.



Slika 3.10. Usporedba snaga UM za dvije vrijednosti osnovnog prijenosnog omjera

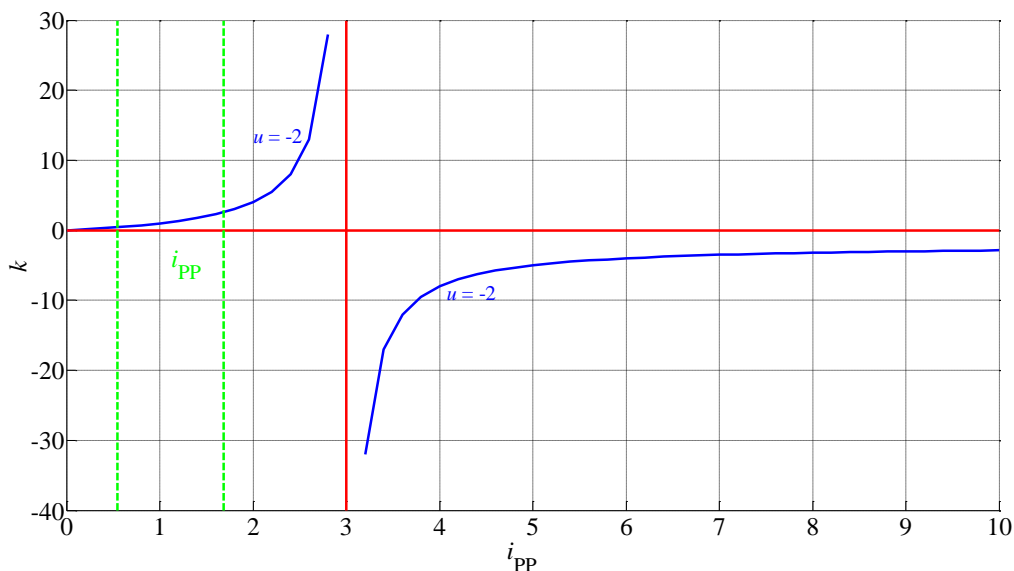
Isto tako se pri smanjenju osnovnog prijenosnog omjera povećava i pražnjenje baterije hibridnog plug -in vozila za 6 %, slika 3.11.



Slika 3.11. Usporedba SOC baterije za dvije vrijednosti osnovnog prijenosnog omjera

Temeljem navedenih podataka za konstrukciju planetnog prijenosnika odabran je osnovni prijenosni omjer $u = -2$, markirana vrijednost na slici 3.8. Odabrana vrijednost omogućuje dobivanje prijenosnog omjera PP manjeg od 3, jer kod prijenosnog omjera $i_{PP} = 3$, ravnina $i_{PP} = 3$ na slici 3.8., omjer brzina vrtnje centralnih zupčanika PP postaje beskonačan.

Povećanjem prijenosnog omjera, slika 3.12, omjer brzina centralnih zupčanika postaje negativan što PP čini neizvedivim za funkciju prijenosa energije kod plug-in hibridnog vozila.



Slika 3.12. Ovisnost omjera brzina centralnih zupčanika PP o prijenosnom omjeru

3.1.2.5. Odabir broja zubi PP

Postoji više kombinacija broja zubi zupčanika PP 1AI koji zadovoljavaju odabrani osnovni prijenosni omjer $u = -2$. Kako bi se postigla ravnomjernija raspodjela opterećenja po zubima potrebno je da svi zupčanici nemaju paran broj zubi. Prema [38, 65] iskoristivost PP u ozubljenju nema značajniji porast ako je broj zubi na centralnom zupčaniku 3 preko 100. Međutim, povećanje broja zubi na centralnom zupčaniku 3 preko 100 značajno utječe na povećanje dimenzija cijelog PP. Izvedivost 1AI PP sa 100 zubi na centralnom zupčaniku 3 je moguća uz 1, 2, 3, 5, 6 i više zupčanika planeta (uvjet montaže). Kako je prijenosni omjer PP u sustavu prijenosa energije plug-in hibridnog vozila manji od 3, moguće je koristiti više od 3 planetna zupčanika [36, 43, 59]. Radi uravnoteženja masa bilo bi dobro koristiti paran broj planeta veći od 3. Zbog toga smo odabrali broj zubi na centralnom zupčaniku 3 nešto manji od 100 kako bi izveli PP s četiri planetna zupčanika u jednoj ravnini te svi zupčanici imaju neparni broj zubi. Vrijednosti parametara svih zupčanika nalaze se u tablici 3.3.

Tablica 3.2. Podaci za zupčanike planetnog prijenosnika (PP) oznake 1AI

značajke zupčanika PP 1AI	centralni zupčanik 1	centralni zupčanik 2	zupčanici planeta
Materijal	16MnCr5	16MnCr5	16MnCr5
Modul elastičnosti, N/mm ²	210000	210000	210000
Poissonov koeficijent	0,3	0,3	0,3
Modul smicanja, N/mm ²	79000	79000	79000
Gustoća materijala, kg/m ³	7800	7800	7800
Vlačna čvrstoća, N/mm ²	800	800	800
Granica plastičnosti, N/mm ²	590	590	590
Trajna dinamička čvrstoća boka zuba, N/mm ²	1470	1470	1470
Trajna dinamička čvrstoća korijena zuba, N/mm ²	430	430	430
Modul, mm	2	2	2
Broj zubi	49	-99	25
Širina zupčanika, mm	70	70	70
Masa zupčanika, kg	1,65	4,34	0,35
Volumen zupčanika, m ³	0,0002	0,0005	0,00004
Površina zupčanika, m ²	0,03	0,1	0,01
Moment inercije, kgm ²	0,0015	0,0356	0,0001
Broj planeta	-	-	4

3.1.2.6. Modul zupčanika PP

Zubi zupčanika PP se izvedu sa otvrdnutim bokovima (materijal 16MnCr5) tako da čvrstoća boka zubi nije upitna, već se modul određuje na osnovu činjenice da kod takvih materijala najslabije mjesto zahvata može biti korijen zuba. Minimalni potrebni modul zupčanika tada se može odrediti iz uvjeta nosivosti korijena zuba prema izrazu [40]:

$$m_n \geq \sqrt[3]{Y_{FS} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot \frac{2000 \cdot T_1}{N \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right) \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{Fdop}} K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_\gamma} \quad (3.20)$$

gdje su prema [41, 42]:

Y_{FS} – efektivni faktor oblika zuba
 Y_{ϵ} – faktor prekrivanja zubi
 Y_{β} – faktor nagiba zuba
 Y_B – faktor debljine vijenca zupčanika
 N – broj zupčanika planeta
 T_1 – okretni moment na vratilu centralnog zupčanika 1, Nm
 b – aktivna širina zupčanika, mm
 d_1 – diobeni promjer pogonskog zupčanika, mm
 z_1 – broj zubi pogonskog zupčanika
 σ_{Fdop} – dopušteno naprezanje u korijenu zuba, N/mm²
 K_A – faktor udara, ovisan od primjene PP
 K_V – faktor dodatnih dinamičkih opterećenja
 $K_{F\alpha}$ – faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube u zahvatu
 $K_{F\beta}$ – faktor raspodjele opterećenja po boku zuba
 K_{γ} – faktor neravnomjernog opterećenja planeta

Faktor neravnomjernog opterećenja planeta (K_{γ}) ovisi o tipu i konstrukciji prijenosnika, prvenstveno broju planeta (s kojim naglo raste) te o preciznosti izrade, podatljivošću konstrukcije i o tome koji član je plivajući. Za precizne proračune odgovornih prijenosnika treba ga odrediti eksperimentalno. Ako to iz bilo kojeg razloga nije moguće, tada se za prijenosnike 1AI i 2AI s tri satelita, s plivajućim centralnim zupčanikom 1 i plivajućim centralnim zupčanikom 3 s podatljivim vijencem, u fazi projektiranja, može uzeti $K_{\gamma} = 1,1$, a inače se računa prema izrazu [43]:

$$K_{\gamma} \approx 1 + 0,25\sqrt{N-3} \quad (3.21)$$

Dopušteno naprezanje u korijenu zuba određuje se prema izrazu:

$$\sigma_{Fdop} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}}{S_{Fmin}} \cdot Y_N \cdot Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_X \quad (3.22)$$

gdje su prema [41, 42]:

σ_{Flim} – trajna dinamička čvrstoća u korijenu zuba (granica zamora), N/mm²
 Y_{ST} – faktor koncentracije naprezanja u korijenu zuba modelskih (ispitivanih) zupčanika
 S_{Fmin} – minimalni stupanj sigurnosti za korijen zuba
 Y_N – faktor trajnosti
 Y_{δ} – faktor relativne osjetljivosti materijala na koncentraciju naprezanja
 Y_R – faktor hrapavosti površine zuba
 Y_X – faktor dimenzija

Primjenom gornjih relacija određuje se minimalno potrebni modul za zahvat centralnog zupčanik 1 i planeta te minimalni modul za zahvat centralnog zupčanika 3 i planeta. Radi

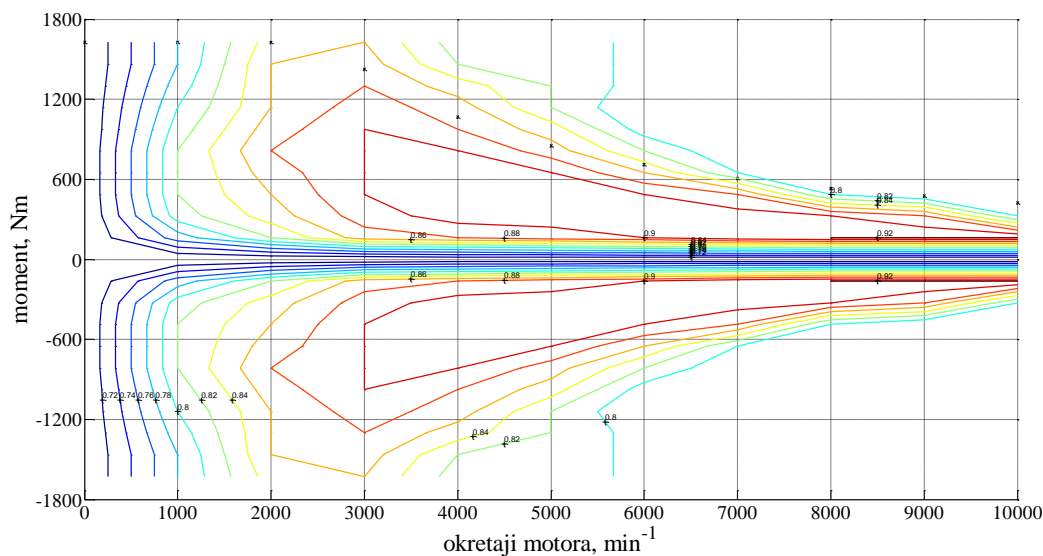
sprezanja zupčanika u PP potrebno je da svi imaju jednak modul, pa se najveća vrijednost minimalnog modula uzima kao mjerodavna, temeljem koje se određuje prva veća vrijednost standardnog modula. Na osnovu izračuna proizlazi da je dostatna vrijednost modula svih zupčanika PP u normalnom presjeku $m_n = 2 \text{ mm}$, a što je potvrđeno i kontrolnim proračunom čvrstoće zupčanika.

3.1.3. Klasični zupčani prijenosnik

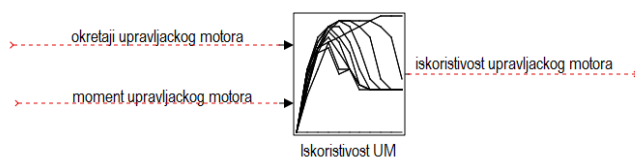
Radi se o cilindričnom prijenosniku s jednim zupčanim parom s ravnim ili kosim zubima čije su osi vrtnje zupčanika nepokretne. Njegova funkcija je da osigura promjenu smjera toka snage nakon izlaska iz PP prema upravljačkom generatoru. Dakle, na mjestu ovog prijenosnika snaga se dijeli na izlaznu snagu koja dalje putuje prema diferencijalu i kotačima vozila i na snagu kojom se pokreće upravljački generator. Upravljački generator, preko frekvencijskog pretvarača, osigurava električnu energiju za pokretanje upravljačkog elektromotora. Frekvencijski pretvarač je nužan da se upravljačkom motoru osigura električna energija konstantne frekvencije, jer se rotor upravljačkog generatora okreće različitim brzinama. Kako bi se osigurala potrebna brzina vrtnje odabranog upravljačkog generatora uzet je prijenosni omjer $i_{GD} = 0,5$.

3.1.4. Upravljački elektromotor

Već odabrani PP s osnovnim prijenosnim omjerom $u = -2$ uvjetuje odabir snage i momenta upravljačkog elektromotora. Naime, odabrani MUI ima maksimalni okretni moment 41 Nm, a za izvedeni raspored vratila na PP, gdje je upravljački elektromotor spojen na vratilo centralnog zupčanika 2, to znači da njegov moment treba biti od 1,98 do 2,02 puta veći od momenta MUI ovisno o omjeru brzina vratila centralnih zupčanika. Oba momenta na centralnim zupčanicima ovise od momenta opterećenja na vodilu PP koji mora biti dostatan za pokretanje upravljačkog generatora i za pokretanje i ubrzavanje vozila. Uzimajući u obzir navedeno i napravljeni izračun otpora pri gibanju vozila za modeliranje sustava prijenosa energije odabran je sinkroni AC elektromotor s pobudom od permanentnih magneta (PMSM od eng. Permanent magnet synchronous motor), snage 75 kW, oznake MC-AC75, koji pretvara električnu energiju iz generatora i baterije u mehaničku. Kod ovog motora brzine vrtnje rotora i magnetskog polja su jednake. Permanentni magnet na rotoru motora generira magnetsko polje koje u interakciji s magnetskim poljem namota na statoru uzrokuje okretno gibanje rotora. Pretvorba energije u elektromotoru ovisna je od njegove iskoristivosti koja je različita za različite režime rada. Režim rada je definiran brzinom vrtnje i zakretnim momentom rotora. Topografski dijagram iskoristivosti ovog elektromotora u funkciji njegove brzine i okretnog momenta preuzet je iz [33] i prikazan na slici 3.13. Podaci iz topografskog dijagrama su implementirani u simulacijski model hibridnog vozila preko 2D pregledne tablice, slika 3.14. Pregledna tablica osigurava dobivanje iskoristivosti za bilo koji režim rada motora na način da se implementirani podaci interpoliraju.



Slika 3.13. Topografski dijagram UM



Slika 3.14. 2D pregledna tablica za UM

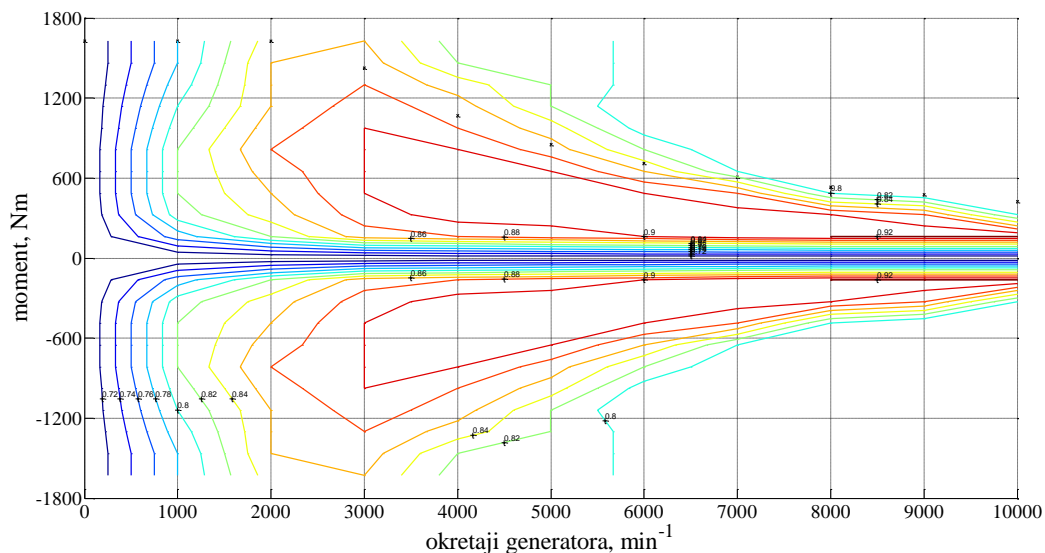
Vratilo rotora elektromotora je šuplje i spojeno sa vratilom centralnog zupčanika 2 na planetnom prijenosniku (PP). Konstrukcijska izvedba sa šupljim vratilom je nužna iz razloga kako bi se osigurala koaksijalnost tri osi osnovnih članova PP. Kroz šuplje vratilo prolazi vratilo vodila koje dalje ide prema klasičnom prijenosniku (GD). Postoji mogućnost da vratilo rotora elektromotora bude puno, ali bi u tom slučaju trebalo osigurati još jedan klasični prijenosnik preko kojeg bi elektromotor bio spojen s centralnim zupčanikom 2 PP. Dodatni prijenosnik bi evidentno usložio konstrukciju i smanjio efikasnost cjelokupne transmisije te je stoga odabrana varijanta šupljeg vratila.

Funkcija upravljačkog elektromotora je dvojaka. On osigurava energiju potrebnu za pokretanje vozila, i pomaže MUI, kao primarnom izvoru energije, da se osigura dostatan nivo energije za vožnju određenom brzinom. Njegova uloga je bitna kod pokretanja vozila iz razloga što ima veliki okretni moment pri maloj brzini dostatan da savlada otpore i ubrza vozilo. Pošto MUI ima minimalni broj okretaja (1200 min^{-1}) kod kojega može predavati snagu te zbog ekonomičnosti vožnje, elektromotor pokreće vozilo na manjim brzinama do 50 km/h. Dakle, radi se o brzinama vožnje karakterističnim za gradsku vožnju, a što će biti simulirano preko UDC (Urban Driving Cycle) ciklusa unutar NEDC ciklusa.

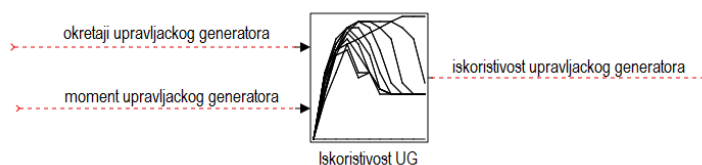
Druga važna funkcija elektromotora je optimiranje rada MUI. On osigurava da MUI uvijek radi u području najmanje potrošnje goriva ili u području najveće učinkovitosti, za različite režime rada koji su definirani uvjetima vožnje.

3.1.5. Upravljački generator

Generator je električni stroj koji pretvara mehaničku energiju u električnu. Između električnih generatora i motora nema nikakve principijelne razlike, jer jedni i drugi mogu pretvarati energiju u oba smjera: električnu u mehaničku i mehaničku u električnu. To znači da generator može pretvarati električnu energiju u mehaničku, ali tada radi kao motor. Jednako tako motor može pretvarati mehaničku energiju u električnu, pa tada radi kao generator. Za modeliranje sustava prijenosa energije kod plug-in hibridnog vozila odabran je generator istih karakteristika kao i upravljački elektromotor, oznake GC-AC75, prikazani na slici 3.15. Podaci iz topografskog dijagrama su također implementirani u simulacijski model hibridnog vozila preko 2D pregledne tablice, slika 3.16.



Slika 3.15. Topografski dijagram UG



Slika 3.16. 2D pregledna tablica za UG

Upravljački generator kao i motor ima dvojaku funkciju u sustavu prijenosa energije. Osigurava potrebnu električnu energiju za rad upravljackog elektromotora te ima mogućnost da viškom energije (snaga generatora veća od snage motora ili kod regenerativnog kočenja) preko AC/DC ispravljača puni bateriju. Druga vrlo značajna funkcija je upravljanje brzinom vrtnje izlaznog vratila S_{izl} prijenosnika koje vodi prema kotačima vozila, promjenom brzine

vrtnje vratila S_{cg} neovisno od brzine vrtnje ulaznog vratila prijenosnika S_m . Obe funkcije će biti dodatno objašnjene kod simulacije prijenosa energije (5. poglavlje).

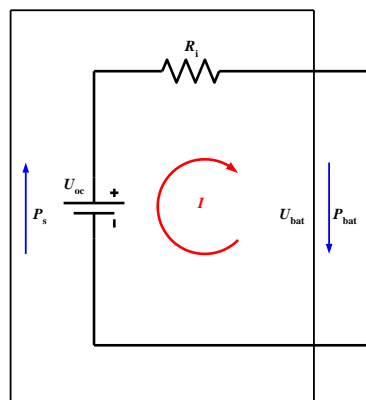
3.1.6. Baterija

Postoje razne vrste baterija koje se koriste u električnim i hibridnim vozilima za pohranu energije. Među njima je svakako najpoznatiji olovni akumulator čiji se kapacitet kreće između 1 Ah do 200 Ah, uz napon od 12 V. Novije baterije bazirane na litijskoj tehnologiji (Li-ion, Li-polymer) istog napona mogu imati kapacitet do 300 Ah. Razlika ova dva tipa baterija je to što su litijske baterije lakše te mogu izdržati puno veći broj ciklusa punjenja i pražnjenja.

Dva su čimbenika koji određuju performanse baterije: energija (određuje radijus kretanja ili autonomnost vozila) i snaga (mogućnost ubrzanja vozila). Omjer snage i energije (engl. power/energy ratio) pokazuje koliko je snage po jedinici energije potrebno za određenu primjenu. Energetska gustoća je podatak koji govori koliko se energije može uskladištiti u prostoru određene veličine pa iz tog razloga postoji specifična (Wh/kg) i volumetrijska (Wh/l ili Wh/cm³) energetska gustoća. U usporedbi s ostalim sličnim izvorima energije litij-ionski baterije imaju najveću energetska gustoću koja iznosi oko 150 Wh/kg odnosno 350 Wh/l. Stoga je za modeliranje sustava prijenosa energije odabrana Li-ion baterija od 90 Ah i napona 300 V, jer ima mogućnost velike pohrane energije u odnosu na masu te mali gubitak napona kada nisu korištene (0,1 %), a mogu se proizvoditi u raznim veličinama. Daljnja istraživanja kod ovih baterija imaju za cilj povećanje njihovog životnog vijeka, smanjenje unutarnjeg otpora te povećanje izlazne snage mijenjanjem materijala anode i katode (nanotehnologija). Njihova najveća mana je smanjenje kapaciteta sa povećanjem temperature pa se u električna i hibridna vozila ugrađuju sa dodatnim sustavima hlađenja.

3.1.6.1. Model strujnog kruga baterije

Mnogo je različitih modela strujnih krugova električnih baterija [44, 45, 46]. Oni su razvijani u svrhu opisivanja punjenja i pražnjenja baterije, gubitaka snage, termalnih efekata i starosti baterije. Recentne znanstvene publikacije iz ovog područja [3, 4, 5, 6, 7], najčešće koriste model ekvivalentnog strujnog kruga baterije prema slici 3.17.



Slika 3.17. Model strujnog kruga baterije

Model prikazuje bateriju kao serijski spoj istosmjernog naponskog izvora (U_{oc} - napon otvorenog kruga), i unutarnjeg otpora baterije (R_i), gdje su obe veličine ovisne o stanju napunjenosti baterije, temperaturi, starenju i drugim efektima. Kod modeliranje električnog kruga baterije razmatrat će se samo utjecaj stanja napunjenosti baterije (SOC) na parametre napona i unutarnjeg otpora, a što je u skladu sa recentnim istraživanjima različitih modela sekundarnih baterija⁴

Prema ekvivalentnom modelu strujnog kruga unutarnja snaga baterije je:

$$P_s(t) = U_{oc}(t, SOC) \cdot I(t) \quad (3.23)$$

Kada se od ove snage oduzme snaga gubitaka u bateriji (otporni gubici) dobije se snaga na stezaljkama baterije (izlazna snaga)

$$P_{bat}(t) = P_s(t) - P_{gub.}(t) \quad (3.24)$$

gdje je snaga gubitaka:

$$P_{gub.}(t) = I(t)^2 \cdot R_i(t, SOC) \quad (3.25)$$

gdje je:

$U_{oc}(t, SOC)$ – napon otvorenog kruga baterije, V

$R_i(t, SOC)$ – unutarnji otpor baterije, Ω

$I(t)$ – struja baterije, A

Uvrštavanjem (3.23) i (3.25) u (3.24) dobije se ovisnost izlazne snage baterije (snaga pražnjenja baterije) o parametrima ekvivalentnog strujnog kruga:

$$P_{bat}(t) = P_{\text{pražnjenja bat}}(t) = U_{oc}(t, SOC) \cdot I(t) - I(t)^2 \cdot R_i(t, SOC) \quad (3.26)$$

Parametar stanja napunjenosti baterije (SOC) je omjer trenutnog električnog naboja u bateriji i maksimalnog električnog naboja (naboj kod maksimalnog kapaciteta baterije).

$$SOC(t) = \frac{Q(t)}{Q_{\max}} \quad (3.27)$$

gdje je:

$Q(t) = \int I(t) \cdot dt$ – trenutno raspoloživa količina naboja baterije, As

Q_{\max} – maksimalni naboj baterije, As

4. sekundarne baterije su baterije koje se mogu puniti, jer priključkom na izvor električne energije omogućuju reverznu kemijsku reakciju

Pošto je $Q(t) \leq Q_{\max}$ teorijski parametar SOC se kreće u granicama od 0 (potpuno prazna baterija) do 1 (stanje potpune napunjenosti baterije). Međutim, kako bi se izbjegla oštećenja baterije i postigla optimalna učinkovitost baterije kao izvora energije ovaj parametar je potrebno zadržati u granicama od 0,3 do 0,8 [47].

Dinamika stanja napunjenosti baterije prema (3.27) se definira:

$$\frac{dSOC}{dt} = \frac{1}{Q_{\max}} \cdot \frac{dQ}{dt} = \frac{I(t)}{Q_{\max}} \quad (3.28)$$

Dakle, promjena električnog naboja u bateriji je proporcionalna sa strujom baterije koja mijenja smjer ovisno o tome je li se baterija puni ili prazni. Kada se baterija prazni struja pražnjenja baterije ima negativni predznak kao i snaga pražnjenja, dok struja i snaga punjenja baterije imaju pozitivni predznak [46].

Tada je snaga kod pražnjenja baterije data izrazom (3.26), dok je izraz za snagu punjenja baterije:

$$P_{\text{bat}}(t) = P_{\text{punjenja bat}}(t) = U_{\text{oc}}(t, SOC) \cdot I(t) + I(t)^2 \cdot R_i(t, SOC) \quad (3.29)$$

Rješavanjem kvadratnih jednadžbi (3.26) i (3.29) po $I(t)$ dobiju se struje pražnjenja i punjenja kako slijedi:

$$I_{\text{punjenja bat}}(t) = \frac{-U_{\text{oc}} + \sqrt{U_{\text{oc}}^2 + 4 \cdot R_i \cdot P_{\text{punjenja bat}}(t)}}{2 \cdot R_i} \quad (3.30)$$

$$I_{\text{pražnjenja bat}}(t) = \frac{U_{\text{oc}} - \sqrt{U_{\text{oc}}^2 - 4 \cdot R_i \cdot P_{\text{pražnjenja bat}}(t)}}{2 \cdot R_i} \quad (3.31)$$

Uvrštavanjem (3.30) i (3.31) u (3.28) dobiva se model baziran na protoku snage baterije, koji je pogodan za upravljanje energijom i koji se koristi za simulacije modela prijenosa energije kod plug-in hibridnog vozila.

Na osnovu ovog modela može se doći do isporučene i akumulirane energije u bateriji prema:

$$W_{\text{bat}} = \int_0^t U_{\text{bat}}(SOC, I_{\text{bat}}) \cdot I_{\text{bat}} \cdot dt \quad (3.32)$$

gdje je

U_{bat} – napon na stezaljkama baterije, V

I_{bat} – struja pražnjenja/punjenja baterije, A

Izlazni napon ovisi od struje punjenja/pražnjenja baterije te od stanja napunjenosti baterije, a može se dobiti iz ravnoteže napona u električnom krugu prema:

$$U_{\text{bat}} = I_{\text{bat}} \cdot R_i + U_{\text{oc}} \quad (3.33)$$

Ako se pretpostavi da je izlazni napon približno konstantan ($U_{\text{bat}} = \text{konstantno}$), tada je izraz za isporučenu ili akumuliranu energiju:

$$W_{\text{bat}} = U_{\text{bat}} \int_0^t I_{\text{bat}} \cdot dt = U_{\text{bat}} \cdot Q(t) \quad (3.34)$$

Iz (3.27) i (3.14) dobiva se konačan (približan) izraz za akumuliranu ili isporučenu energiju:

$$W_{\text{bat}} = U_{\text{bat}} \cdot \text{SOC} \cdot Q_{\text{max}} \quad (3.35)$$

3.1.6.2. Iskoristivost baterije

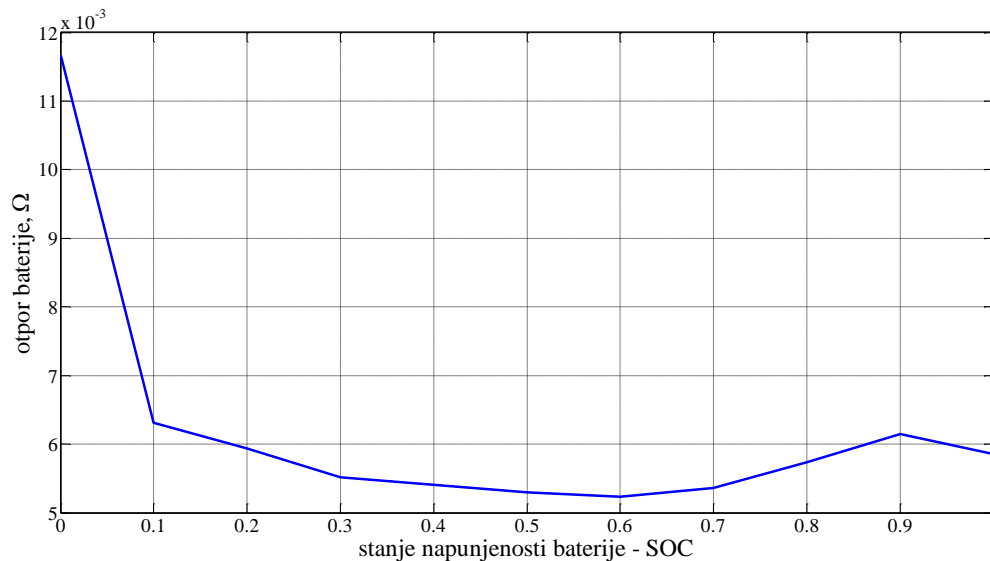
Iskoristivost baterije u fazi punjenja se definira kao omjer unutarnje snage baterije i snage na stezaljkama baterije prema izrazu:

$$\eta_{\text{bat punjenja}}(t) = \frac{P_s(t)}{P_{\text{punjenja bat}}(t)} \quad (3.36)$$

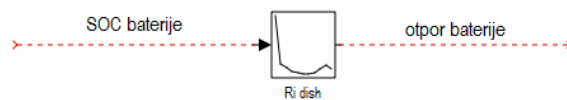
Unutarnja snaga je definirana izrazom (3.23), dok je snaga punjenja na stezaljkama baterije definirana izrazom (3.29). Iskoristivost baterije u fazi pražnjenja se definira kao omjer snage pražnjenja na stezaljkama baterije i unutarnje snage baterije prema izrazu:

$$\eta_{\text{bat pražnjenja}}(t) = \frac{P_{\text{pražnjenja bat}}(t)}{P_s(t)} \quad (3.37)$$

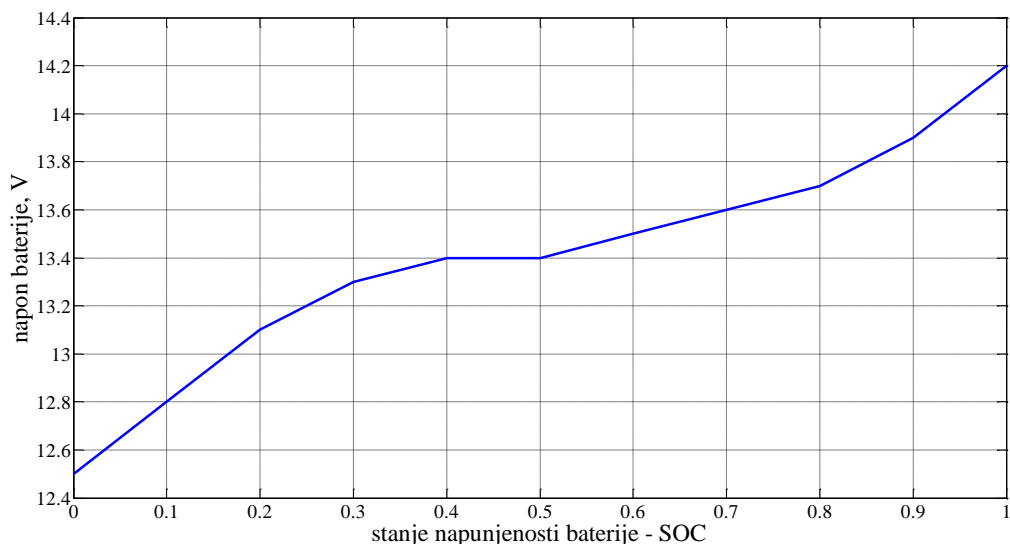
Unutarnja snaga je opet definirana izrazom (3.23), a snaga pražnjenja baterije izrazom (3.26). Za odabranu bateriju koja će se koristiti u modelu prijenosa energije kod plug-in hibridnog vozila, prema [33], preuzeti su parametri unutarnjeg otpora baterije i napona otvorenog kruga u funkciji stanja napunjenosti baterije (SOC). Radi se o karakteristikama baterije koje su dobivene eksperimentalnim putem, a prikazane su na slikama 3.18. i 3.20.



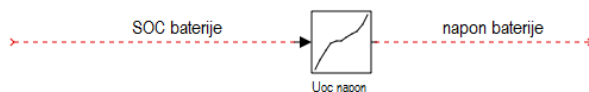
Slika 3.18 Otpor pražnjenja/punjenja u funkciji stanja napunjenosti baterije (SOC)



Slika 3.19. 1D Pregledna tablica otpora pražnjenja/punjenja baterije



Slika 3.20 Napon otvorenog kruga u funkciji stanja napunjenosti baterije (SOC)



Slika 3.21. 1D Pregledna tablica napona otvorenog kruga baterije

Podaci za promjenu otpora i napona odabrane baterije su implementirani u model prijenosa energije kod plug-in hibridnog vozila preko 1D preglednih tablica, slika 3.19. i 3.21.

3.1.7. Pretvarači električne energije

Pretvarači su uređaji energetske elektronike⁵ u kojima se odvija električna energetska pretvorba, gdje se mijenja jedan ili više parametara električne energije uporabom elektroničkih komponenti bez značajnih gubitaka [48].

5. Energetska (učinska) elektronika je grana elektronike koja se bavi pretvorbom parametara i upravljanjem tokom električne energije.

Ispravljači (AC/DC) su pretvarači koji pretvaraju izmjeničnu u istosmjernu energiju. Pretvarači koji pretvaraju istosmjernu energiju u izmjeničnu nazivaju se izmjenjivači ili inverteri (DC/AC). Izmjenični pretvarači (AC/AC) se koriste za promjenu efektivne vrijednosti ili frekvencije izmjenične energije, dok istosmjerni pretvarači (DC/DC) mijenjaju parametre istosmjernog napona.

Elektronički energetska pretvarač može se definirati kao operativna jedinica za elektroničku energetska pretvorbu koja sadrži jedan ili više elektroničkih ventila, transformatore, kondenzatore, filtere i upravljačke sklopove.

Pretvarači srednjih snaga koriste se u automobilima, a sastoje se od aktivnih i pasivnih elektroničkih komponenti. Pasivne komponente su otpornici, kondenzatori, prigušnice i transformatori, dok u aktivne komponente predstavljaju poluvodički ventili kao što su dioda, tiristor, bipolarni tranzistor, tranzistor, diak, triak itd.

Kvaliteta pretvarača se definira stupnjem iskoristivosti. Ako se sa P_{in} označi ulazna snaga u pretvarač, P_{out} izlazna snaga iz pretvarača, a P_{loss} snaga koja se gubi u pretvaraču u vidu topline, tada je stupanj iskoristivosti pretvarača [48, 49]:

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (3.38)$$

dok se gubici definiraju:

$$P_{loss} = P_{in} - P_{out} = P_{out} \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad (3.39)$$

Jedini gubici u svim vidovima pretvarača su toplinski i nisu veliki kod transformacije srednjih snaga kakvi se koriste kod automobila.

3.1.8. Upravljački sustav za optimiranje brzine pogonskog stroja

Sustav za optimiranje brzine pogonskog stroja, tj. motora s unutarnjim izgaranjem, je dio upravljačkog sustava vozila koji se sastoji od: upravljačkog elektromotora (UM), mikroprocesora (MP), pretvarača signala pomaka pedale brzine vozila (SC), torziometra (T) i regulatora dotoka goriva MUI (RG). Njime se postiže optimalan rad MUI za bilo koju brzinu vozila. Dakle, motor radi s najvećom učinkovitosti, odnosno najmanjom potrošnjom goriva, emitirajući u okolinu minimalnu količinu štetnih ispušnih plinova. Proces optimiranja brzine MUI će biti objašnjen u 5. poglavlju ovog rada.

3.1.9. Upravljački sustav za upravljanje brzinom izlaznog vratila PP

Pomoću ovog sustava, koji je također dio upravljačkog sustava vozila, osigurava se neovisnost brzine izlaznog vratila prijenosnika (S_{izl}) od brzine ulaznog vratila spojenog sa MUI (S_m). Sastoji se od pedale brzine vozila (SP), senzora pomaka pedale brzine (SS), pretvarača signala pomaka pedale brzine vozila (SC) i upravljačkog generatora (UG). Način ostvarivanja željene brzine vozila, neovisno od ulazne brzine MUI će biti objašnjen također u 5. poglavlju.

3.1.10. Izvrstiva spojka

Pomoću izvrstive spojke vrši se povremeno spajanje primarnog izvora energije (MUI) s planetnim prijenosnikom (PP) uz njegov neprekidni rad. Prenošenje okretnog momenta je moguće trenjem tarnih ploha (tarne spojke) ili prenošenje momenta oblikom (oblikovne spojke). Tarne spojke se konstruiraju kao lamelne, višelamelne, pločaste i konične, dok se uključivanje izvodi mehanički, hidraulički, pneumatski i elektromagnetski.

Oblikovne spojke omogućuje brzo uspostavljanje ili prekidanje veze između MUI i PP, a uključivanje je moguće samo u slučaju kada oba dijela spojke miruju ili rotiraju jednakim brzinama. Uključivanje i isključivanje se može vršiti neposredno preko mehaničkih elemenata (poluge, klizni prstenovi) ili posredno na način da se potrebna aksijalna sila osigurava hidrauličkim, pneumatskim ili elektromagnetskim komponentama.

3.1.11. Prekretni mehanizam

Prekretni mehanizam mijenja smjer vrtnje izlaznog vratila, što uvjetuje i promjenu smjera gibanja vozila. Naime, kako bi se osiguralo gibanje vozila unatrag prije diferencijala se ugrađuje prekretni mehanizam koji to i osigurava. Sastoji se od cilindričnog zupčanog para (ravni ili kosi zubi) s međuzupčanikom čijim se uključivanjem mijenja smjer vrtnje izlaznog vratila.

3.1.12. Osovinski reduktor i diferencijal

Osovinski reduktor i osovinski diferencijal su podsklopovi pogonske osovine. Osovinski reduktor ili glavni prijenosnik ima funkciju povećanja okretnog momenta u prijenosu energije od izvora (MUI) do kotača, a osovinski diferencijal omogućuje okretanje kotača različitim brzinama vrtnje u zavoju i raspodjelu snage na kotače. Reduktor se najčešće izvodi kao stožasti ili cilindrični prijenosnik koji ima najveći prijenosni omjer u prijenosu energije kod vozila. Za osobna vozila on se kreće od 3,5 do 5,0, i najviše povećava okretni moment vozilu, odnosno smanjuje izlazni broj okretaja te se stoga često naziva i glavni prijenosnik.

Kotači prolaze različite putove pri gibanju vozila u zavoju. To znači da se oni okreću različitim brzinama vrtnje. Ako su to pogonski kotači onda se između njih ugrađuje diferencijalni prijenosnik koji će omogućiti slobodu kotrljanja svakog kotača. Okretanje kotača različitim brojem okretaja nastaje i pri gibanju po pravcu, ako je tlak u pneumaticima različit, i ako je podloga ispod kotača različita. S obzirom na način rada, diferencijali se dijele na aktivne i pasivne. Pasivni diferencijali omogućuju diferencijalni efekt kotača, a imaju mogućnost ručnog blokiranja ili samoblokiranja, dok aktivni diferencijali omogućuju različit diferencijalni efekt u skladu s programom elektroničkog upravljanja.

Stupanj iskoristivosti diferencijala određuje se gubitkom snage u glavnom prijenosniku uslijed trenja u diferencijalu pri gibanju vozila u krivini. Kod pravocrtnog gibanja vozila nema relativnog okretanja elemenata diferencijala pa je izgubljena snaga uslijed trenja jednaka nuli.

$$\eta_{\text{dif}} = \frac{P_{P1} + P_{P2}}{P_{\text{dif}}} = \frac{T_{P1} \cdot (n_{\text{dif}} + \Delta n) + T_{P2} \cdot (n_{\text{dif}} - \Delta n)}{(T_{P1} + T_{P2}) \cdot n_{\text{dif}}} = 1 - \frac{T_{P2} - T_{P1}}{T_{P1} + T_{P2}} \cdot \frac{\Delta n}{n_{\text{dif}}} \quad (3.40)$$

gdje je:

- P_{P1} – snaga na poluosovini veće kutne brzine, W
- P_{P2} – snaga na poluosovini manje kutne brzine, W
- P_{dif} – snaga koja se dovodi na kućište diferencijala, W
- T_{P1} – moment na poluosovini veće kutne brzine, Nm
- T_{P2} – moment na poluosovini manje kutne brzine, Nm
- n_{dif} – broj okretaja kućišta diferencijala, min^{-1}

Omjer razlike momenata i ukupnog momenta koji se dovodi na kućište diferencijala se izražava preko faktora blokiranja diferencijala:

$$K_b = \frac{T_{P2} - T_{P1}}{T_{P1} + T_{P2}} \quad (3.41)$$

Tako da se iskoristivost diferencijala može izraziti preko faktora blokiranja diferencijala, brzine kućišta te razlike brzina na poluosovinama vozila:

$$\eta_{dif} = 1 - K_b \cdot \frac{\Delta n}{n_{dif}} \quad (3.42)$$

3.1.13. Kotači

Kotači vozila omogućuju gibanje vozila, a sastoje se od naplatka i pneumatika. Naplatak kotača ili tzv. felga sastoji se od obruča i tanjura. Obruč je vanjski dio na kojemu se nalazi pneumatik, a tanjur unutarnji dio koji se veže s glavinom kotača. Na vozilima se najčešće koriste standardne čelične i aluminijske felge.

Pneumatik je gumirani omotač unutar kojega se pod tlakom nalazi određeni medij (zrak, dušik, CO_2). Osobna vozila koriste normalne (standardne) i sportske (niskoprofilne) pneumatike.

Kotač vozila pri okretanju ne vrši čisto kotrljanje, već se zbog elastičnosti gume događa i određeno proklizavanje gume po podlozi, koje omogućuje prijanjanje i prijenos sila na podlogu. Prijanjanje kotača za podlogu ovisi o adheziji između pneumatika i podloge. Stoga se kao bitni parametri kotača istodobno promatraju koeficijent kotrljanja (f_k) i koeficijent prijanjanja (μ). S ciljem analize smanjenja koeficijenta kotrljanja kotača i povećanja koeficijenta prijanjanja, provode se testovi efikasnosti pneumatika. Pneumatici se ispituju na određenoj podlozi te se na osnovu rezultata određuju klase efikasnosti kotrljanja i prijanjanja. Tako se prema vrijednosti koeficijenta otpora kotrljanja određuju klase efikasnosti kotrljanja pneumatika (A-G), a na temelju koeficijenta prijanjanja određene su klase efikasnosti prijanjanja (A-G).

3.1.13.1. Elastičnost kotača

Kotač vozila je elastičan u svim pravcima: radijalnom, tangencijalnom i bočnom. Obzirom na radijalnu deformaciju imamo slijedeće radijuse kotača:

- Normalni ili nazivni radijus kotrljanja

Definira se na temelju normalnih dimenzija kotača prema izrazu:

$$r_n = \frac{d}{2} + h \quad (3.43)$$

gdje je:

d – promjer oboda naplatka na koji naliže guma, mm

h – visina profila pneumatika, mm

- Slobodni radijus kotrljanja

Definira se na osnovu maksimalnog opsega kotača na kojeg ne djeluju nikakve sile.

$$r_o = \frac{O}{2 \cdot \pi} \quad (3.44)$$

gdje je:

O – opseg neopterećenog kotača, mm

- Statički radijus kotrljanja

Definira se kod nepokretnog kotača opterećenog radijalnom reakcijom, a predstavlja udaljenost od osi kotača do podloge.

$$r_s = \frac{d}{2} + h \cdot (1 - \lambda) \quad (3.45)$$

gdje je:

λ – koeficijent radijalne deformacije pneumatika pod opterećenjem
u odnosu na normalnu visinu profila gume

- Dinamički radijus kotrljanja

Definira se za opterećeni kotač koji se kotrlja, a predstavlja udaljenost osi kotača od podloge.

$$r_d = \frac{O_d}{2 \cdot \pi} \quad (3.46)$$

gdje je:

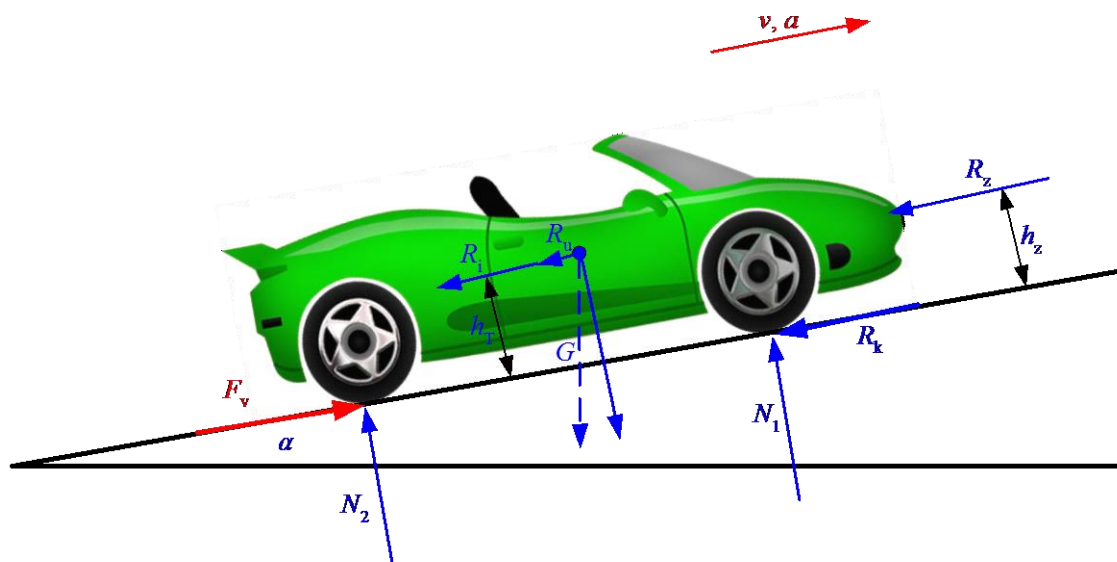
O_d – dinamički opseg kotača, mm

4. MODELIRANJE NOVOG SUSTAVA PRIJENOSA ENERGIJE

4.1. Teorija gibanja motornih vozila

Gibanje vozila temelji se na kotrljanju kotača ili elastičnog pneumatika po podlozi. Ovdje se razmatra gibanje vozila po tvrdoj podlozi, a kotači vozila mogu biti pogonski, vođeni i kočeni. Na motorno vozilo djeluju sile otpora koje se svladavaju vučnom silom, a uvjet gibanja vozila je da su sile otpora uvijek manje od vučne sile. Prema [50, 51] sustav sila koje djeluju na vozilo u gibanju, obuhvaća:

- osnovne sile (težina vozila, normalne reakcije)
- vanjske sile (otpor kotrljanja, otpor uspona, otpor inercije, otpor zraka)
- unutarnje sile (pogonske sile)

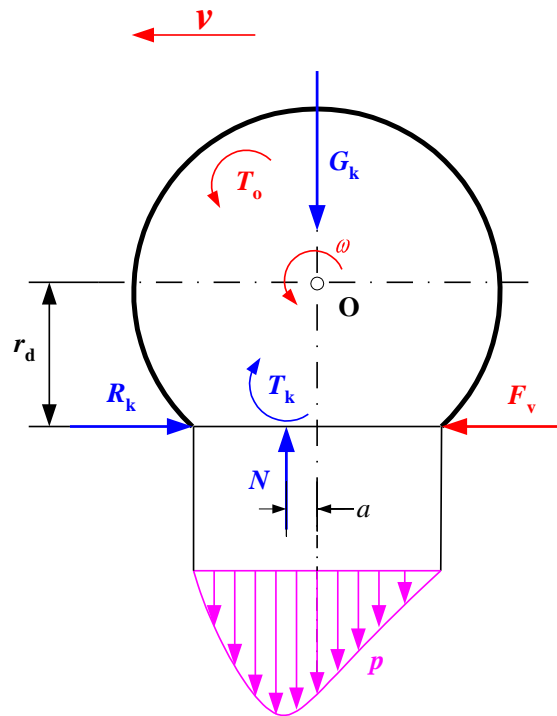


Slika 4.1. Sustav sila koji djeluje na vozilo pri gibanju na usponu

4.1.1. Sile otpora koje djeluju pri gibanju vozila

4.1.1.1. Otpor kotrljanja

Pri okretanju kotača nastaju otpori uslijed deformiranja podloge i pneumatika. Deformacija pneumatika ima za posljedicu pojavu unutarnjeg trenja gume koje uzrokuje otpor kotrljanja (R_k), a on se suprotstavlja kretanju kotača na podlozi, kao i moment otpora kotrljanja kotača (T_k), slika 4.2.



Slika 4.2. Sile koje opterećuju pogonski kotač

Zbog okretnog momenta koji djeluje na pogonski kotač (T_o) nastaje reaktivna sila (F_v) koja ga pokreće, a ona ujedno uzrokuje i deformaciju pneumatika što ima za posljedicu nesimetričnu raspodjelu pritiska u zoni dodira pneumatika i podloge. Na taj način dolazi do pomaka hvatišta normalne sile za krak (a) u smjeru kretanja vozila. Omjer duljine kraka hvatišta normalne sile u odnosu na os rotacije kotača i dinamičkog radijusa kotača definira koeficijent otpora kotrljanja.

$$f_k = \frac{a}{r_d} \quad (4.1)$$

gdje je:

a – duljina kraka hvatišta normalne sile u odnosu na os rotacije kotača, m

r_d – dinamički radijus pogonskog kotača, m

Koeficijent otpora kotrljanja ovisi o dinamičkom radijusu kotača (r_d), deformaciji pneumatika (Δr), vrsti podloge, temperaturi i stanju gume pneumatika, vrsti pneumatika i tlaku zraka u pneumatiku te o brzini okretaja kotača. Temeljne vrijednosti koeficijenta otpora kotrljanja (f_k) za različite vrste vozničkih podloga i brzine do 60 km/h nalaze se u [50, 51, 52, 53].

Sada se otpor kotrljanja definira prema izrazu:

$$R_k = f_{kv} \cdot G \quad (4.2)$$

gdje je:

f_{kv} – koeficijent otpora kotrljanja za brzine vozila veće od 60 km/h

$G = m \cdot g$ – težina vozila, N

Za brzine vozila veće od 60 km/h koeficijent otpora kotrljanja se računa prema izrazu:

$$f_{kv} = f_k \cdot (1 + a_k \cdot v^2) \quad (4.3)$$

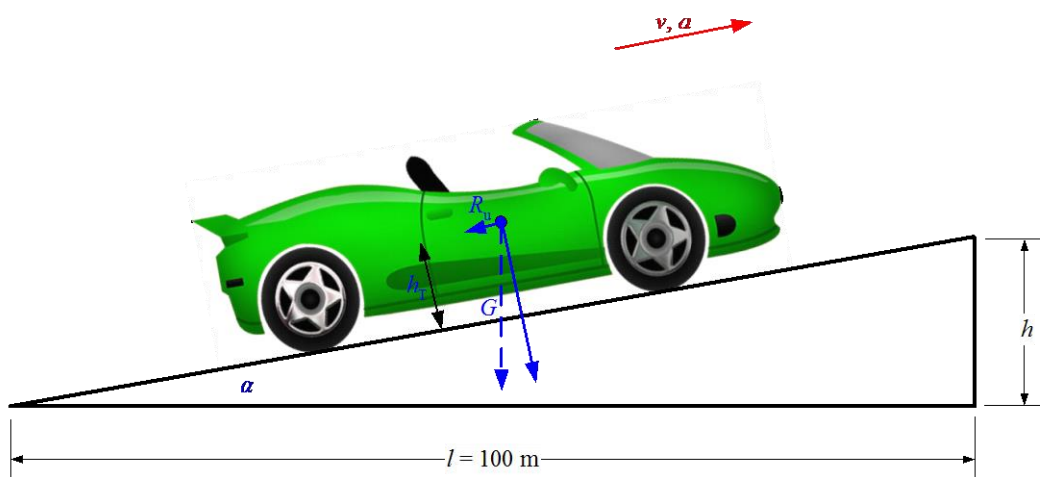
gdje je:

f_k – koeficijent otpora kotrljanja za brzine do 60 km/h

v – brzina vozila, km/h

a_k – konstanta $(4 \div 5) \cdot 10^{-5}$, $(\text{h/km})^2$ - manje vrijednosti se odnose na niskoprofilne pneumatike

4.1.1.2. Otpor uspona



Slika 4.3. Gibanje vozila na usponu

Uspon je uzdužni nagib ceste koji se označava kutom (α°) ili je češće izražen postotkom (s %), a predstavlja odnos visine puta (h) na 100 m vodoravnog puta (l). Otpor uspona je komponenta sile teže vozila paralelna s usponom i suprotna kretanju vozila. Pri gibanju vozila na nizbrdici komponenta sile teže paralelna s podlogom potpomaže gibanje, vozilo ubrzava, dok otpor uspona na nizbrdici ima negativni predznak.

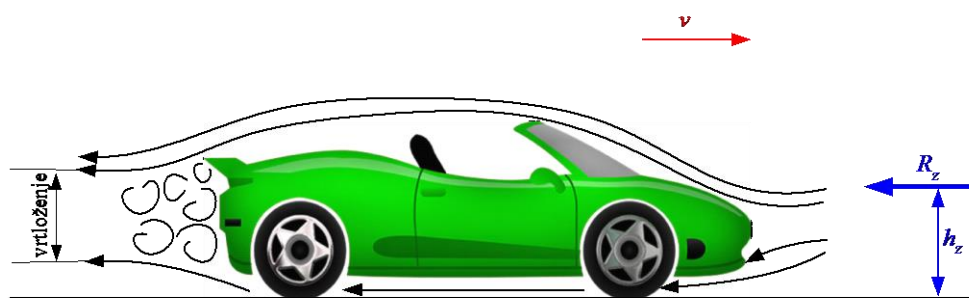
$$R_u = G \cdot \frac{s}{100} \quad (4.4)$$

gdje je:

s – uspon vozne podloge, %

4.1.1.3. Otpor zraka

Prednji dio vozila siječe zračne struje i zbija količinu zraka, slika 4.4. Bočna silueta vozila oblikuje strujanje zraka i uzrokuje otpor trenja. Stražnji dio vozila razrjeđuje zrak i stvara podtlak što ima za posljedicu turbulentno strujanje zraka zbog čega se stvara otpor kretanju. Strujanje zraka ispod vozila uzrokuje njegovo podizanje silom uzgona, a bočni vjetar uzrokuje skretanje vozila s pravca kretanja. Stoga je uzdužna (horizontalna), vertikalna i poprečna aerodinamika vozila važna za procjenu otpora zraka.



Slika 4.4. Strujanje zraka oko vozila

Temeljem recentnih znanstvenih publikacija iz ovog područja [3, 4, 5, 6, 7] za modeliranje sustava prijenosa energije za plug-in hibridna vozila, dostatno je razmotriti uzdužnu aerodinamiku vozila, gdje je otpor zraka proporcionalan pritisku zraka (p) na čelnu površinu vozila (A) i aerodinamičnosti vozila (C_d) koja ovisi o obliku vozila. Hvatište ove sile je u metacentru prednje površine vozila na određenoj visini (h_z).

$$R_z = p \cdot A \cdot C_d \quad (4.5)$$

gdje je:

p – dinamički tlak zraka na čelnu površinu vozila, Pa

$$p = \frac{1}{2} \cdot \rho_z \cdot v_r^2$$

ρ_z – gustoća zraka, kg/m^3

v_r – relativna brzina udara zraka, m/s

$$v_r = v \pm v_w$$

v – brzina vozila, m/s

v_w – brzina vjetra, m/s

A – čelna površina poprečnog presjeka vozila, m^2

$A = 0,78 \cdot B \cdot H$ – za putnička vozila

B – širina vozila, m

H – visina vozila, m

C_d – koeficijent aerodinamičnosti vozila (koeficijent otpora zraka)

Gustoća zraka ovisi o temperaturi zraka, nadmorskoj visini i pritisku zraka. Relativna brzina udara zraka ovisi o brzinama vozila i vjetra te smjeru udara vjetra, a računa se:

- kada vjetar puše u čelo, pod $\alpha_w = 0^\circ$, predznak je “+“
- kada vjetar puše straga (u leđa), pod $\alpha_w = 180^\circ$, predznak je “-“
- kada vjetar puše pod kutom (α_w), rezultanta brzina je:

$$v_r^2 = v^2 \pm v_w^2 + 2 \cdot v \cdot v_w \cdot \cos \alpha_w$$

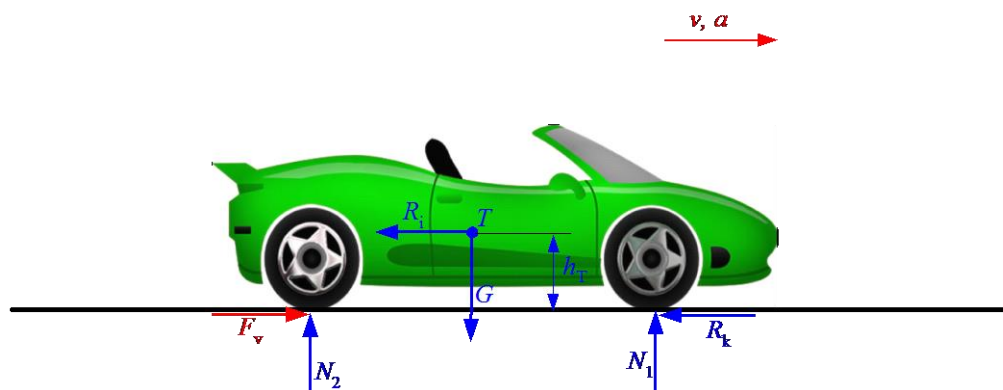
- kada vjetar puše bočno, $\alpha_w = 90^\circ$ ili 270° , rezultanta brzina je:

$$v_r^2 = v^2 \pm v_w^2$$

Koeficijent aerodinamičnosti određuje se eksperimentalno, u zračnim tunelima, ili računalnim simulacijama. Iznosi koeficijenata aerodinamičnosti za različite grupe motornih vozila dat je u [50, 51, 52, 53].

4.1.1.4. Otpor inercije

Otpor inercije nastaje pri ubrzanom ili usporenom gibanju motornog vozila. Pritom se pokreću mase u pravolinijskom gibanju i mase u rotacijskom gibanju. Sila otpora inercije djeluje u težištu vozila (h_T), i ima bitan utjecaj na opterećenje osovina vozila, a onda i na njegove performanse.



Slika 4.5. Sila inercije pri ubrzanju vozila

$$R_i = R_{lin} + R_{rot} \quad (4.6)$$

gdje je:

R_{lin} – otpor inercije mase vozila koja se giba pravocrtno, N

R_{rot} – otpor inercije masa vozila koje se gibaju rotacijski, N

a) Otpor inercije mase vozila koja se giba pravocrtno

$$R_{lin} = m \cdot a \text{ (II. Newtonov zakon)} \quad (4.7)$$

gdje je:

m – masa vozila, kg

$a = \frac{dv}{dt}$ – ubrzanje vozila, m/s^2

v – brzina vozila, m/s

b) Otpor inercije masa vozila koje se gibaju rotacijski

Sustav zamašnjak motora - kotači vozila predstavlja sustav masa koje se gibaju rotacijski. Ovdje su uključene mase koljenastog vratila motora, zamašnjak motora s elementima spojke, kardanska vratila, okretni elementi pogonske osovine s pogonskim kotačima i gonjeni kotači automobila. Najveći utjecaj na otpor inercije imaju mase zamašnjaka motora te mase pogonskih i gonjenih kotača, pa se utjecaj ostalih masa u praktičnom računanju može zanemariti [50, 51, 52, 53]. Tada se otpor inercije rotacijskih masa može opisati izrazom:

$$R_{\text{rot}} = I_z \cdot \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{i_{\text{pp}} \cdot i_0 \cdot \eta_{\text{tot}}}{r_d} + I_k \cdot \frac{z}{r_d} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} \quad (4.8)$$

gdje je:

I_z – moment inercije zamašnjaka motora, kgm^2

I_k – moment inercije kotača motornog vozila, kgm^2

$\frac{d\omega_z}{dt}$ – kutno ubrzanje zamašnjaka motora, rad/s^2

$\frac{d\omega_k}{dt}$ – kutno ubrzanje kotača motornog vozila, rad/s^2

i_{pp} – prijenosni omjer planetnog prijenosnika (PP)

i_0 – prijenosni omjer diferencijala vozila (D)

η_{tot} – ukupan stupanj iskoristivosti prijenosa (prijenos od motora do kotača)

z – broj kotača vozila

r_d – dinamički radijus kotača vozila, m

Korištenjem sljedećih transformacija otpor inercije rotacijskih masa može se izraziti u funkciji translacijskog ubrzanja vozila (a).

$$v = \omega_k \cdot r_d \Rightarrow \omega_k = \frac{v}{r_d}$$
$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{1}{r_d} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{1}{r_d} \cdot a \quad (4.9)$$
$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{d\omega_k}{dt} \cdot i_{\text{pp}} \cdot i_0 = \frac{i_{\text{pp}} \cdot i_0}{r_d} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{i_{\text{pp}} \cdot i_0}{r_d} \cdot a$$

$$R_{\text{rot}} = I_z \cdot \eta_{\text{tot}} \cdot \frac{i_{\text{PP}}^2 \cdot i_0^2}{r_d^2} \cdot a + I_k \cdot \frac{z}{r_d^2} \cdot a \quad (4.10)$$

Uvrštavanjem (4.10) i (4.7) u (4.6) dobiva se sila otpora inercije:

$$R_i = R_{\text{lin}} + R_{\text{rot}} = m \cdot a + I_z \cdot \eta_{\text{tot}} \cdot \frac{i_{\text{PP}}^2 \cdot i_0^2}{r_d^2} \cdot a + I_k \cdot \frac{z}{r_d^2} \cdot a \quad (4.11)$$

$$R_i = m \cdot a \cdot \left(1 + \frac{1}{m} \cdot I_z \cdot \eta_{\text{tot}} \cdot \frac{i_{\text{PP}}^2 \cdot i_0^2}{r_d^2} + \frac{1}{m} \cdot I_k \cdot \frac{z}{r_d^2} \right) \quad (4.12)$$

U (4.12) izraz ispred zagrade predstavlja inercijsku silu mase vozila koja se kreće pravocrtno, dok izraz u zagradi definira utjecaj okretnih masa zamašnjaka motora i kotača vozila.

4.1.1.5. Ukupna sila, moment i snaga otpora gibanja vozila

Ukupna sila otpora je:

$$\Sigma R = R_k + R_u + R_z + R_i \quad (4.13)$$

$$\Sigma R = f_{\text{kv}} \cdot G + p \cdot A \cdot C_d \pm G \cdot \frac{s}{100} \pm m \cdot a \cdot \left(1 + \frac{1}{m} \cdot I_z \cdot \eta_{\text{tot}} \cdot \frac{i_{\text{PP}}^2 \cdot i_0^2}{r_d^2} + \frac{1}{m} \cdot I_k \cdot \frac{z}{r_d^2} \right) \quad (4.14)$$

Otpor uspona (R_u) uzima se sa znakom “+“ ako se vozilo giba na usponu, dok se znak “-“ uzima kada se vozilo giba nizbrdo. Otpor inercije (R_i) uzima se sa znakom “+“ ako vozilo ubrzava, a sa znakom “-“ kada vozilo usporava (koči).

Moment otpora iznosi:

$$T_k = \Sigma R \cdot r_d \quad (4.15)$$

gdje je:

T_k – moment otpora na kotačima vozila, Nm

Svladavanje otpora gibanju vozila zahtjeva veliku raspoloživu snagu motora, posebice za uspone iznad 10%. Za brzine preko 100 km/h i dostizanje ubrzanja od oko 4 m/s² angažirana snaga motora se najviše troši za svladavanje otpora zraka. Stoga su najčešći kriteriji za odabir pogonskog motora vozila:

- dostizanje maksimalne brzine vozila (v_{max})
- svladavanje maksimalnog uspona (s)
- dostizanje maksimalnog ubrzanja vozila (a_{max})

Potrebna snaga na kotačima vozila za svladavanje otpora gibanja određenom brzinom:

$$P_k = \Sigma R \cdot v \quad (4.16)$$

gdje je:

P_k – potrebna snaga na kotačima vozila, W

Efektivna snaga motora je potrebna snaga na kotačima vozila uvećana za gubitke koji se pojavljuju tijekom prijenosa energije od motora do kotača.

$$P_m = \frac{P_k}{\eta_{tot}} \quad (4.17)$$

gdje je:

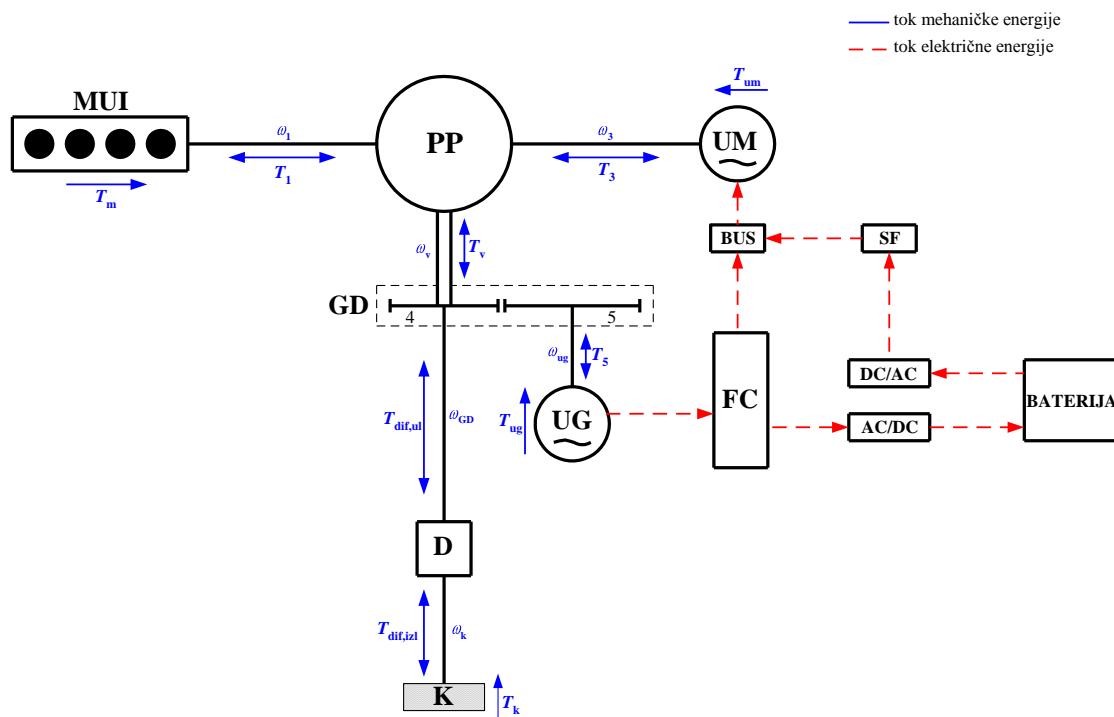
P_m – efektivna snaga motora, W

η_{tot} – stupanj iskoristivosti prijenosa

Najznačajniji gubici nastaju na zupčastim parovima, a evidentni su još gubici u kardanskom prijenosu, ležajevima, na brtvama, gubici zbog otpora zraka rotirajućim dijelovima (izrazit primjer je glavna spojnica) te gubici uslijed bućkanja ulja.

4.2. Matematički model novog sustava prijenosa energije

Diferencijalne jednačbe modela sustava prijenosa energije izvode se prema shemi prijenosa prikazanoj na slici 4.6. Jednačbe se izvode za mehanički i električni dio modela na slici prikazani različitim bojama. Plava boja se odnosi na tok mehaničke energije, dok se crvena boja odnosi na tok električne energije.



Slika 4.6. Model sustava prijenosa energije

- MUI - motor s unutarnjim izgaranjem
- PP - planetni prijenosnik
- GD - klasični zupčani prijenosnik
- UM - upravljački elektromotor
- UG - upravljački generator
- D - diferencijal vozila
- K - kotači vozila
- FC - izmjenični pretvarač (frekvencijski pretvarač)
- DC/AC - inverter
- AC/DC - ispravljač
- SF - sinkronizator faza
- BUS - sabirnica

4.2.1. Mehanički dio modela

$$T_m - T_1 = I_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \quad (4.18)$$

$$T_{um} - T_3 = I_{um} \cdot \frac{d\omega_{um}}{dt} \quad (4.19)$$

$$T_v - T_{dif,ul} = \frac{1}{\eta_{GD} \cdot i_{GD}} \cdot T_5 \quad (4.20)$$

$$T_5 - T_{ug} = I_{ug} \cdot \frac{d\omega_{ug}}{dt} \quad (4.21)$$

$$T_{dif,ul} - \frac{1}{\eta_{dif} \cdot i_0} \cdot T_{dif,izl} = 0 \quad (4.22)$$

$$T_{dif,izl} - T_k = I_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} \quad (4.23)$$

$$T_1 + T_3 + T_v = 0 \quad (4.24)$$

$$\frac{T_3}{T_1} = -\eta_0^r \cdot u \quad (4.25)$$

$$\frac{T_v}{T_1} = (\eta_0^r \cdot u - 1) \quad (4.26)$$

gdje je:

T_m – okretni moment MUI, Nm

T_1 – okretni moment na vratilu centralnog zupčanika 1 PP, Nm

T_{um} – okretni moment upravljačkog elektromotora (UM), Nm

T_3 – okretni moment na vratilu centralnog zupčanika 3 PP, Nm

T_v – okretni moment na vodilu PP, Nm

$T_{dif,ul}$ – okretni moment na ulazu u diferencijal vozila, Nm

$T_{dif,izl}$ – okretni moment na izlazu iz diferencijala vozila, Nm

T_5 – okretni moment na zupčaniku z_5 klasičnog zupčanog prijenosnika (GD), Nm

T_{ug} – okretni moment upravljačkog generatora (UG), Nm

T_k – okretni moment kotača, Nm

I_m – moment inercije MUI, kgm^2

I_{um} – moment inercije upravljačkog elektromotora (UM), kgm^2

I_{ug} – moment inercije upravljačkog generatora (UG), kgm^2

I_k – moment inercije kotača, kgm^2

$\frac{d\omega_m}{dt}$ – kutno ubrzanje MUI, rad/s^2

$\frac{d\omega_{um}}{dt}$ – kutno ubrzanje vratila upravljačkog elektromotora (UM), rad/s^2

$\frac{d\omega_{ug}}{dt}$ – kutno ubrzanje vratila upravljačkog generatora (UG), rad/s^2

$\frac{d\omega_k}{dt}$ – kutno ubrzanje kotača vozila, rad/s^2

η_{GD} – iskoristivost klasičnog zupčanog prijenosnika (GD)

η_{dif} – iskoristivost diferencijala vozila (D)

i_{GD} – prijenosni omjer klasičnog zupčanog prijenosnika (GD)

i_0 – prijenosni omjer diferencijala vozila (D)

r_1 – eksponent iskoristivosti ovisan o toku snage u PP

4.2.2. Električni dio modela

Prema slici 4.6. snaga upravljačkog elektromotora je:

$$P_{um} = \eta_{bat} \cdot \eta_{inv} \cdot \eta_{fc} \cdot \eta_{um} \cdot P_{bat} - \eta_{ug} \cdot \eta_{fc} \cdot \eta_{um} \cdot P_{ug} \quad (4.27)$$

gdje je:

P_{um} – snaga upravljačkog elektromotora (UM), W

P_{ug} – snaga upravljačkog generatora (UG), W

P_{bat} – snaga baterije motornog vozila, W

η_{bat} – iskoristivost baterije motornog vozila

η_{inv} – iskoristivost invertera električne energije (DC/AC)

η_{fc} – iskoristivost pretvarača frekvencija električne energije (FC)

η_{um} – iskoristivost upravljačkog elektromotora (UM)

η_{ug} – iskoristivost upravljačkog generatora (UG)

Sustav jednačbi od 4.18 do 4.27 ima 10 jednačbi s 11 nepoznatih veličina, što znači da nema jedinstveno rješenje. Dakle, sustav ima još jedan stupanj slobode te je potrebno, radi jednoznačnosti rješenja, uvesti još jednu jednačbu. Novom jednačbom je snaga baterije vezana za snagu pogonskog stroja preko koeficijenta snage baterije (r). Time se otvara mogućnost da se optimira energetska učinkovitost sustava preko utjecaja na unos energije od strane baterije (upravljanje parametrom r). Ova mogućnost daje novom sustavu prijenosa

energije za plug-in hibridna vozila prednost u odnosu na dosadašnja rješenja pretvorbe energije hibridnih električnih vozila.

Tada je snaga baterije:

$$P_{\text{bat}} = r \cdot P_m = r \cdot T_m \cdot \omega_m \quad (4.28)$$

gdje je:

P_m – snaga MUI, W

r – koeficijent snage baterije motornog vozila

4.2.3. Brzine vratila planetnog prijenosnika

Pretpostavlja se da su brzine na izlaznim vratilima MUI i upravljačkog elektromotora (UM) jednake brzinama vratila centralnih zupčanika 1 i 3 planetnog prijenosnika (PP).

$$\omega_1 = \omega_m$$

$$\omega_3 = \omega_{\text{um}}$$

$$i_{\text{GD}} = \frac{\omega_v}{\omega_{\text{ug}}}$$

$$i_0 = \frac{\omega_v}{\omega_k}$$

ω_m – kutna brzina izlaznog vratila MUI, rad/s

ω_{um} – kutna brzina izlaznog vratila upravljačkog elektromotora (UM), rad/s

ω_{ug} – kutna brzina ulaznog vratila upravljačkog generatora (UG), rad/s

ω_k – kutna brzina kotača motornog vozila, rad/s

ω_v – kutna brzina vratila nosača satelita PP (vodila), rad/s

ω_1 – kutna brzina vratila centralnog zupčanika 1 PP, rad/s

ω_3 – kutna brzina vratila centralnog zupčanika 3 PP, rad/s

i_{GD} – prijenosni omjer klasičnog zupčanog prijenosnika (GD)

i_0 – prijenosni omjer diferencijala vozila (D)

4.2.4. Momenti, snage i ukupna iskoristivost sustava prijenosa energije

Razmatra se sustav prijenosa energije od MUI i upravljačkog elektromotora, preko PP, klasičnog zupčanog prijenosnika GD i diferencijala do kotača vozila.

$$T_m = T_1 + I_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \quad (4.29)$$

$$T_{\text{um}} = T_3 + I_{\text{um}} \cdot \frac{d\omega_3}{dt} \quad (4.30)$$

$$T_v = \frac{1}{\eta_{\text{dif}} \cdot i_0} \cdot \left(T_k + I_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} \right) + \frac{1}{\eta_{\text{GD}} \cdot i_{\text{GD}}} \cdot \left(T_{\text{ug}} + I_{\text{ug}} \cdot \frac{d\omega_{\text{ug}}}{dt} \right) \quad (4.31)$$

$$T_{\text{dif,ul}} = \frac{1}{\eta_{\text{dif}} \cdot i_0} \cdot \left(T_k + I_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} \right) \quad (4.32)$$

$$T_{\text{dif,izl}} = T_k + I_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} \quad (4.33)$$

$$T_{\text{ug}} = \left(T_v - T_{\text{dif,ul}} \right) \cdot \eta_{\text{GD}} \cdot i_{\text{GD}} - I_{\text{ug}} \cdot \frac{d\omega_{\text{ug}}}{dt} \quad (4.34)$$

Pošto su svi momenti izraženi preko momenata osnovnih članova planetnog prijenosnika, iste je potrebno dobiti preko poznatih ulaznih momenata otpora gibanju motornog vozila. Iz prethodnih jednadžbi za mehanički i električni dio modela sustava prijenosa energije dobije se moment na centralnom zupčaniku 1 PP:

a) Kada su omjeri brzina centralnih zupčanika $\frac{\omega_1}{\omega_3} \geq 1 \Rightarrow r_1 = 1$

$$T_1 = \frac{\eta_{\text{fc}} \cdot \eta_{\text{um}} \cdot \left[\eta_{\text{bat}} \cdot \eta_{\text{inv}} \cdot r \cdot \frac{\omega_1}{\omega_3} \cdot I_m \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + \eta_{\text{ug}} \cdot \eta_{\text{GD}} \cdot \frac{\omega_v}{\omega_3} \cdot T_{\text{dif,ul}} + \eta_{\text{ug}} \cdot \frac{\omega_v}{i_{\text{GD}} \cdot \omega_3} \cdot I_{\text{ug}} \cdot \frac{d\omega_{\text{ug}}}{dt} \right] - I_{\text{um}} \cdot \frac{d\omega_3}{dt}}{\eta_{\text{ug}} \cdot \eta_{\text{fc}} \cdot \eta_{\text{um}} \cdot \eta_{\text{GD}} \cdot (\eta_0 \cdot u - 1) \cdot \frac{\omega_v}{\omega_3} - \eta_{\text{bat}} \cdot \eta_{\text{inv}} \cdot \eta_{\text{fc}} \cdot \eta_{\text{um}} \cdot r \cdot \frac{\omega_1}{\omega_3} - \eta_0 \cdot u} \quad (4.35)$$

$$T_3 = -\eta_0 \cdot u \cdot T_1 \quad (4.36)$$

$$T_v = (\eta_0 \cdot u - 1) \cdot T_1 \quad (4.37)$$

b) Kada su omjeri brzina centralnih zupčanika $\frac{\omega_1}{\omega_3} = 0 \div 1 \Rightarrow r_1 = -1$

$$T_1 = \frac{\eta_{\text{fc}} \cdot \eta_{\text{um}} \cdot \left[\eta_{\text{bat}} \cdot \eta_{\text{inv}} \cdot r \cdot \frac{\omega_1}{\omega_3} \cdot I_m \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + \eta_{\text{ug}} \cdot \eta_{\text{GD}} \cdot \frac{\omega_v}{\omega_3} \cdot T_{\text{dif,ul}} + \eta_{\text{ug}} \cdot \frac{\omega_v}{i_{\text{GD}} \cdot \omega_3} \cdot I_{\text{ug}} \cdot \frac{d\omega_{\text{ug}}}{dt} \right] - I_{\text{um}} \cdot \frac{d\omega_3}{dt}}{\eta_{\text{ug}} \cdot \eta_{\text{fc}} \cdot \eta_{\text{um}} \cdot \eta_{\text{GD}} \cdot \left(\frac{u - \eta_0}{\eta_0} \right) \cdot \frac{\omega_v}{\omega_3} - \eta_{\text{bat}} \cdot \eta_{\text{inv}} \cdot \eta_{\text{fc}} \cdot \eta_{\text{um}} \cdot r \cdot \frac{\omega_1}{\omega_3} - \frac{u}{\eta_0}} \quad (4.38)$$

$$T_3 = -\frac{u}{\eta_0} \cdot T_1 \quad (4.39)$$

$$T_v = \left(\frac{u - \eta_0}{\eta_0} \right) \cdot T_1 \quad (4.40)$$

Ukoliko se momenti pomnože s odgovarajućim kutnim brzinama vratila dobiju se snage na tim vratilima:

$$P_m = T_m \cdot \omega_m \quad (4.41)$$

$$P_{um} = T_{um} \cdot \omega_{um} \quad (4.42)$$

$$P_v = T_v \cdot \omega_v \quad (4.43)$$

$$P_{ug} = T_{ug} \cdot \omega_{ug} \quad (4.44)$$

$$P_{dif,ul} = T_{dif,ul} \cdot \omega_v \quad (4.45)$$

$$P_k = T_k \cdot \omega_k \quad (4.46)$$

Iskoristivost sustava prijenosa energije za plug-in hibridna vozila je:

$$\eta = -\frac{P_{izl}}{P_{ul}} = -\frac{P_{dif,ul}}{P_m + P_{bat}} = -\frac{T_{dif,ul} \cdot \omega_v}{T_m \cdot \omega_m + r \cdot T_m \cdot \omega_m} = -\frac{1}{1+r} \cdot \frac{1}{i_{pp}} \cdot \frac{T_{dif,ul}}{T_m} \quad (4.47)$$

gdje je:

P_{izl} – snaga na izlazu prijenosnika, W

P_{ul} – snaga na ulazu u prijenosnik, W

kako je $\mu_T = \frac{T_{\text{dif,ul}}}{T_m}$ - stupanj pretvorbe momenta

tada je iskoristivost:

$$\eta = -\frac{1}{1+r} \cdot \frac{\mu_T}{i_{\text{PP}}} \quad (4.48)$$

Uvrštavanjem (4.29) i (4.32) u (4.47) dobije se iskoristivost sustava prijenosa energije u funkciji momenta otpora kotača vozila i okretnog momenta na centralnom zupčaniku 1 PP:

$$\eta = -\frac{1}{1+r} \cdot \frac{1}{i_{\text{PP}} \cdot i_0} \cdot \frac{T_k + I_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt}}{T_1 + I_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt}} \quad (4.49)$$

Ukupna iskoristivost prijenosa energije od MUI do kotača je:

$$\eta_{\text{tot}} = \eta \cdot \eta_{\text{dif}} \quad (4.50)$$

Temeljem izvedenih izraza razvidno je da su sve snage na vratilima PP, snage električnih komponenti sustava i ukupna iskoristivost novog prijenosa energije za plug-in hibridna vozila ovisne od koeficijenta snage baterije (r). Preko njega vozač ili upravljački sustav vozila (ovisno od uvjeta vožnje), mogu utjecati na promjenu udjela energije baterije u ukupnoj energiji koja ulazi u sustav (uzimajući u obzir SOC baterije) te na taj način povećati ukupnu iskoristivost sustava prijenosa energije. Ovo je značajka koja novom sustavu prijenosa energije daje veliku prednost u odnosu na dosadašnje sustave iz ovog područja, jer se upravljanje parametrom udjela energije baterije (r) može vrlo učinkovito provesti s jednostavnim i jeftinim upravljačkim sustavom za razliku od dosadšnjih složenih i skupih upravljačkih sustava (sustav na vozilima tipa Toyota i sl.).

5. SIMULACIJA NOVOG SUSTAVA PRIJENOSA ENERGIJE U SIMULINKU

5.1. Simulacija dinamičkih sustava u Simulinku

Vladanje dinamičkog sustava općenito se opisuje diferencijalnim jednadžbama, a u većini slučajeva se radi o nelinearnim diferencijalnim jednadžbama. Primjenu analitičkih postupaka analize vladanja takvih sustava znatno otežava nepostojanje opće metodologije rješavanja nelinearnih diferencijalnih jednadžbi. Zbog toga se analiza vladanja takvih sustava najčešće provodi simulacijama na digitalnom računalu. Danas je na tržištu svakako najzastupljeniji simulacijski programski paket Simulink koji je tvrtka Mathworks Inc. razvila kao nadogradnju programskom sustavu Matlab. Komplementarnost Simulinka sa Matlabom mu je omogućila da postane standardnim simulacijskim paketom, kako u akademskoj zajednici, tako i u industriji [54].

Simulink je grafički programski paket koji za izvođenje simulacija dinamičkih sustava koristi Matlabovu matematičku ljusku. On ima biblioteku gotovih grafičkih blokova pomoću kojih se može izgraditi simulacijski model u grafičkom editoru. Ako korisnik koristi blok koji ne postoji u Simulink biblioteci, može ga napisati kao Matlabovu M-funkciju ili kao funkciju u programskom jeziku C/C++ (S - funkcija).

Pokretanjem Simulinka otvara se biblioteka blokova koji su korisniku na raspolaganju za izgradnju simulacijske sheme. Izgradnja sheme se temelji na matematičkom modelu sustava, koji je potrebno razraditi prije temeljem definicije tehničkog problema. Blokovi su razvrstani u skupine prema tipu operacije koju provode. Po načelu "vuci pa ispusti" (engl. drag and drop) korisnik može dodati bilo koji od tih blokova u svoju simulacijsku shemu te dvostrukim klikom na njega dodatno mu postaviti parametre. Nakon izrade sheme simulacijskog modela započinje proces izvođenja simulacije, gdje Simulink pruža potrebnu podršku i omogućuje da se uspješno i jednostavno simulira i najsloženiji dinamički sustav.

Simulacijski model izgrađen u Simulinku temeljem matematičkog modela problema koji se rješava, izvodi se u tri faze:

1. Prevođenje simulacijskog modela

Ovim postupkom simulacijski model se prevodi u izvršni oblik na način da se izračunavaju parametri blokova modela, provodi se postupak optimizacije blokova u shemi, formira se popis blokova kao polazište za određivanje poretka izvršenja istih, određuje se vrijeme uzorkovanja (engl. sample time) onim blokovima gdje to nije eksplicitno navedeno i određuju se svojstva signala.

2. Povezivanje simulacijskog modela

Temeljem popisa blokova iz prethodne faze određuje se najučinkovitiji poredak njihovog izvršavanja, gdje se uzima u obzir i razina prioriteta izvršavanja koju korisnik pridjeljuje pojedinom bloku. U ovoj fazi se alocira potrebna memorija za spremanje signala, stanja i izlaza. Simulink ima mogućnost da rezultate simulacije, kao i pokretanje simulacije vrši iz Matlabovog radnog prostora. Rezultati se nakon toga mogu obrađivati različitim Matlabovim grafičkim funkcijama.

3. Rješavanje simulacijskog modela

Nakon što se unesu postavke simulacije: početno vrijeme simulacije (start time), završno vrijeme simulacije (stop time), određivanje numeričkog postupka integracije (solver options), gdje se biraju rješavači (engl. solvers) iz grupe s promjenjivim korakom (variable-step) ili iz grupe s nepromjenjivim korakom (fixed-step), započinje proces izvođenja simulacije.

Simulink simulira dinamički model sustava tako što izračunava iznose njegovih stanja u slijednim vremenskim trenucima na zadanom vremenskom intervalu. Ovaj proces se naziva rješavanje simulacijskog modela, koji se obavlja preko odabranog rješavača zadanog u postavkama simulacije. Pošto nijedan rješavač ne može riješiti svaki sustav potrebno je, obzirom na problem koji se rješava, odrediti hoće li odabrani rješavač biti iz grupe s nepromjenjivim ili iz grupe s promjenjivim korakom. Simulink osim što je namijenjen za simulaciju kontinuiranih dinamičkih sustava omogućuje i simulaciju diskretnih sustava. Diskretni rješavači su jednostavniji od kontinuiranih pošto ne uključuju numeričku integraciju rješavanja diferencijalnih jednačbi.

Postupci numeričke integracije s nepromjenjivim korakom

- ode1 (Euler) temeljen na izrazu za Eulerovu unaprijednu integraciju
- ode2 (Heun) predstavlja poboljšanje Eulerove unaprijedne integracije
- ode3 (Bogacki-Shampine) zasnovan na Runge-Kuttinoj metodi trećeg reda
- ode4 (Runge-Kutta) postupak zasnovan na Runge-Kuttinoj metodi četvrtog reda
- ode14x (Extrapolation) zasnovan na implicitnoj Runge-Kuttinoj metodi u kombinaciji s Newton-Raphsonovim algoritmom rješavanja algebarskih jednačbi

Postupci numeričke integracije s promjenjivim vremenskim korakom

- ode45 (Dormand-Prince) kombinacija numeričkog postupka Runge-Kuttinih metoda četvrtog i petog reda
- ode23 (Bogacki-Shampine) numerički postupak zasnovan na kombinaciji Runge-Kuttinih metoda drugog i trećeg reda
- ode113 (Adams) koristi dvije višekoračne metode: Adams-Bashforthovu (AB) i Adams-Moultonovu (AM)
- ode15s (Stiff/NDF) - namijenjen za rješavanje problema krutih sustava⁶
- ode23s (Stiff/mod. Rosenbrok), postupak namijenjen za rješavanje krutih sustava zasnovan na modificiranoj Rosenbrokovoju formuli drugog reda
- ode23tb. postupak koji koristi implicitni Runge-Kuttin postupak

Skup implementiranih funkcija u Matlabu omogućuje upravljanje simulacijom u Simulinku direktno iz Matlabovog naredbodavnog prozora, na način da se mogu postavljati parametri simulacije, da se može pokretati simulacija i da se može izvršiti obrada rezultata simulacije. Pored toga, iz Matlabovog naredbodavnog prozora, se može mijenjati i postojeći Simulink model.

6. Kruti dinamički sustavi (engl. stiff systems) su sustavi višeg reda s izrazitim razlikama brzina pojedinih dinamičkih članova, gdje stabilnost numeričkih postupaka za rješavanje njihovih diferencijalnih jednačbi ovisi o vremenskom koraku.

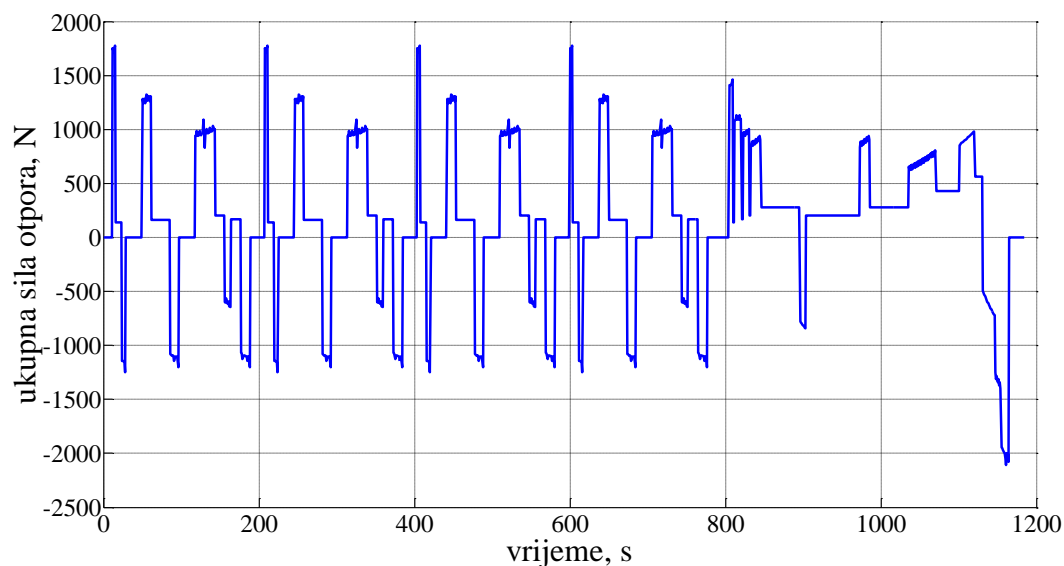
5.2. Ulazni podaci simulacijskog modela

Tablica 5.1. Podaci simulacijskog modela

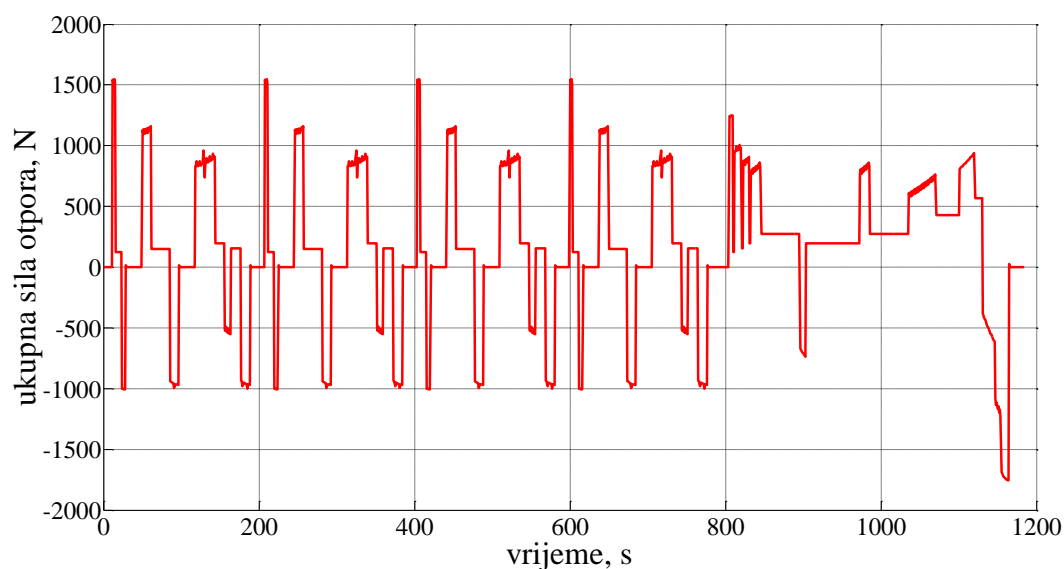
Naziv veličine	Iznos veličine
masa vozila WH-PRIUS-JPN, kg	1331
gravitacijsko ubrzanje, m/s^2	9,81
koeficijent otpora kotrljanja za brzine do 60 km/h	0,015
konstanta otpora kotrljanja	$4,5 \cdot 10^{-5}$
uspon puta	0 %
gustoća zraka, kg/m^3	1,23
koeficijent aerodinamičnosti vozila	0,3
površina poprečnog presjeka vozila, m^2	1,746
moment inercije zamašnjaka motora, kgm^2	0,1
moment inercije kotača vozila, kgm^2	3,3807
prijenosni omjer diferencijala	3,93
dinamički radijus kotača, m	0,287
broj kotača vozila	4
maksimalna snaga motora, kW	41
broj okretaja motora kod maksimalne snage, min^{-1}	5700
maksimalni okretni moment motora, Nm	81
broj okretaja motora kod maksimalnog momenta, min^{-1}	3477
ciklus vožnje	NEDC
donja ogrjevna moć za benzin, J	43000
gustoća goriva (EURO SUPER 95), g/l	748
iskoristivost prijenosnika GD	0,992
osnovni stupanj iskoristivosti PP	0,99
osnovni prijenosni omjer PP	-2
početna iskoristivost upravljačkog motora	0,95
početna iskoristivost upravljačkog generatora	0,95
prijenosni omjer GD prijenosnika	0,5
početna iskoristivost baterije vozila	0,98
početna iskoristivost prijenosa energije vozila	0,95
iskoristivost pretvarača frekvencije	0,992
iskoristivost invertera	0,96
moment inercije upravljačkog motora, kgm^2	0,0226
moment inercije upravljačkog generatora, kgm^2	0,0226
iskoristivost diferencijala vozila	0,98
iskoristivost kočionog sustava	0,98
kapacitet baterije vozila, Ah	90
napon baterije, V	300
max napon modula baterije, V	15,675
min napon modula baterije, V	9,135
masa elektromotora, kg	91
max dopuštena struja elektromotora, A	480
min napon elektromotora, V	120
max iskoristivost elektromotora	0,92

5.3. Verifikacija modela

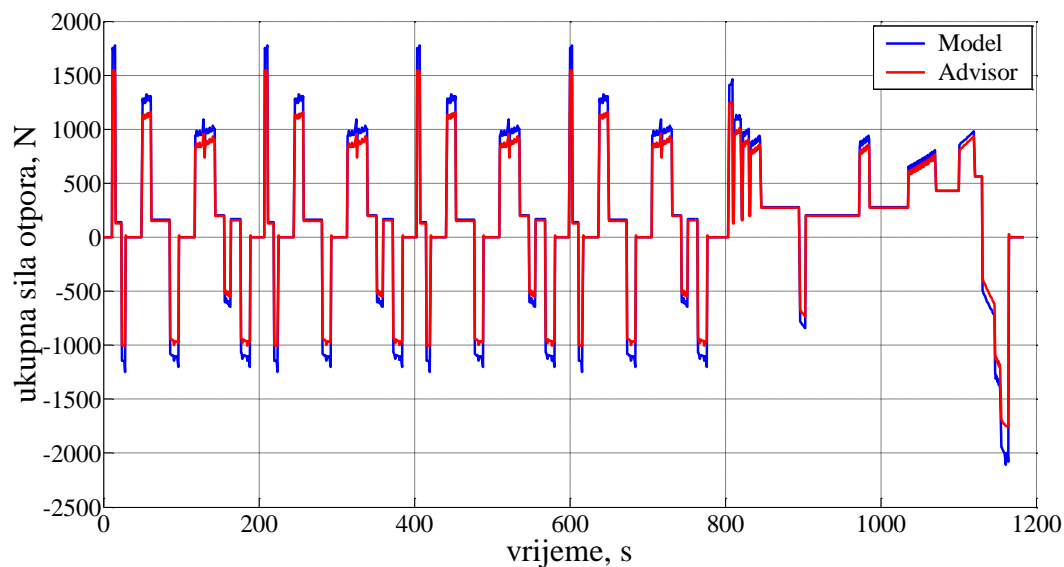
Izrađen Simulink model novog sustava prijenosa i pretvorbe energije za plug-in hibridna vozila uspoređen je s modelom vozila iz [33, 34]. Uspoređeni su rezultati modeliranja otpora istog vozila s različitim masama. Razlika u masama vozila proizlazi iz činjenice da je novi sustav prijenosa i pretvorbe energije potpuno različit od postojećih konfiguracija sustava prijenosa za koje postoje izgrađeni simulacijski modeli [33, 34].



Slika 5.1. Promjena sile otpora za jedan NEDC ciklus novog sustava prijenosa energije

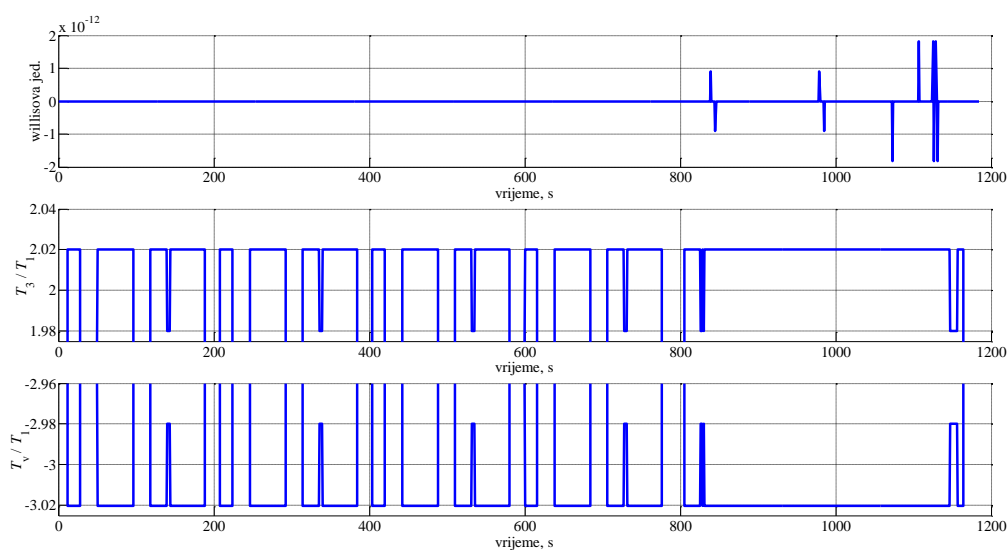


Slika 5.2. Promjena sile otpora za jedan NEDC prema [33, 34]



Slika 5.3. Usporedba promjene sile otpora za dva modela

Iz prezentiranih rezultata, slika 5.3., vidljiv je gotovo identičan trend promjene ukupne sile otpora modela vozila iz [33, 34] i novog modela koji će se koristiti kao osnova za narednu analizu prijenosnika za plug-in hibridna vozila. Razlika je u iznosima ukupne sile otpora, koja je nešto veća kod novog modela prijenosa energije. Razlog tome je što je masa novog modela vozila (1331 kg) nešto veća od mase vozila modeliranog u spomenutim izvorima (1287 kg). Temeljem toga možemo zaključiti da izgrađeni model vjerno opisuje dinamiku vozila, a da se rezultati simulacije mogu smatrati vjerodostojnim za donošenje zaključaka oko novog prijenosnika energije za plug-in hibridna vozila. Ovakav zaključak se temelji na činjenici da je ADVISOR [33] (engl. Advanced Vehicle Simulator), provjereni programski paket razvijen u Simulinku od strane američkog NREL (engl. National Renewable Energy Laboratory) te da ga koriste proizvođači automobila, sveučilišta i instituti širom svijeta.



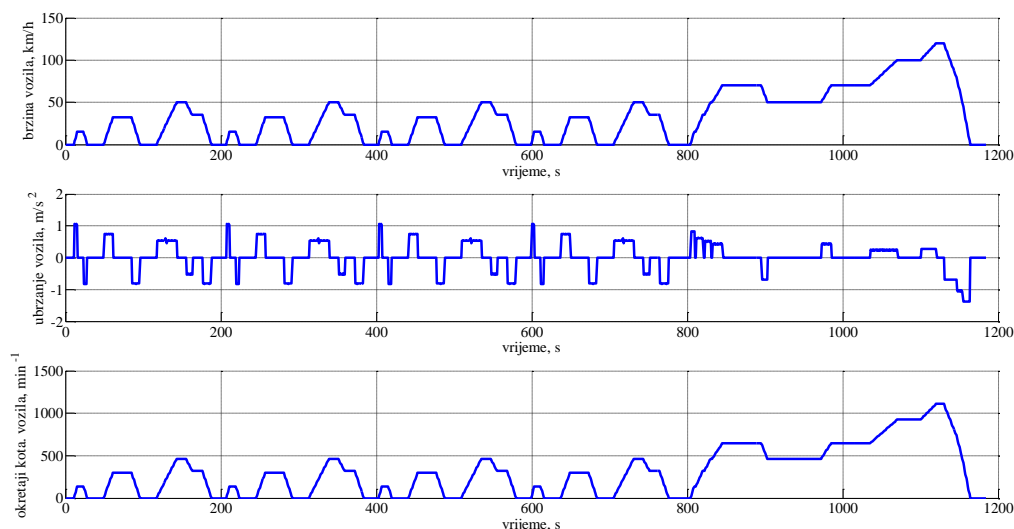
Slika 5.4. Willisova jednadžba i omjeri momenata osnovnih članova PP

Rezultati simulacije su kontrolirani i preko Willisove jednadžbe te preko omjera momenata osnovnih članova PP. Naime, dobivene brzine vratila centralnog zupčanika 1 PP, centralnog zupčanika 3 PP i vodila zadovoljavaju Willisovu jednadžbu. Nadalje, omjer momenata na centralnom zupčaniku 3 i centralnom zupčaniku 1 se kreće u granicama od 1,98 do 2,02 ovisno o tome je li omjer brzina centralnih zupčanika (n_1/n_3) veći od 1 ili je između 0 i 1. Također, ovisno od omjera brzina centralnih zupčanika, omjer momenata na vodilu i centralnom zupčaniku 1 se kreće u granicama od -3,02 do -2,98. Navedeni rezultati su prikazani na dijagramima, slika 5.4.

5.4. Rezultati simulacije

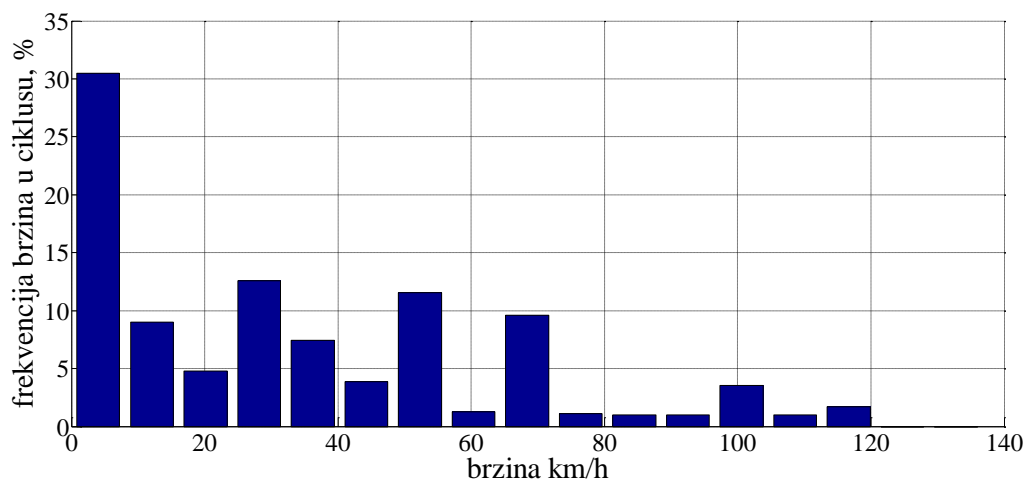
5.4.1. Gibanje vozila

Modeliranje prijenosa energije kod plug-in hibridnog vozila provodi se prema propisanoj proceduri NEDC ciklusa vožnje. Ciklus vožnje vozila se sastoji od UDC ciklusa sa četiri ponavljanja i jednog EUDC ciklusa, slika 5.5. Ukupno trajanje ciklusa iznosi 1184 sekundi pri čemu vozilo prijeđe put od 10,93 km uz prosječnu brzinu vožnje od 33,21 km/h, maksimalnu brzinu vožnje od 120 km/h, maksimalno ubrzanje $1,06 \text{ m/s}^2$ i maksimalno usporenje od $1,39 \text{ m/s}^2$.



Slika 5.5. Simulirani NEDC ciklus

Frekvencija (učestalost) brzina u simuliranom NEDC ciklusu prikazana je na slici 5.6.

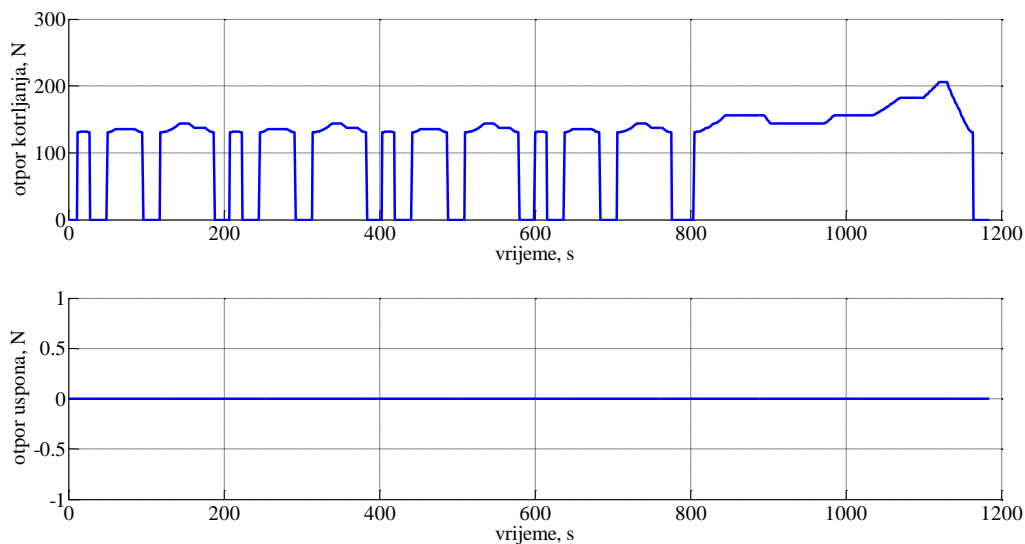


Slika 5.6. Frekvencija brzina u NEDC ciklusu

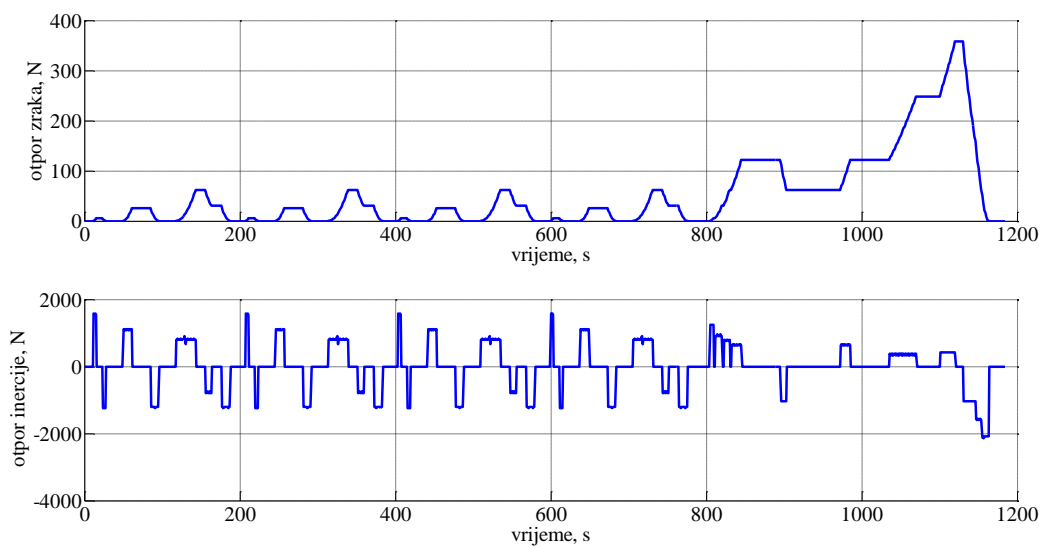
NEDC ciklus vožnje ne predstavlja realne uvjete vožnje zbog jako malih ubrzanja, puno intervala vožnje konstantnom brzinom te isto tako puno rada motora u praznom hodu. Zbog tih nedostataka radi se na osmišljavanju novog ciklusa vožnje koji će zamijeniti NEDC.

5.4.2. Opterećenje vozila

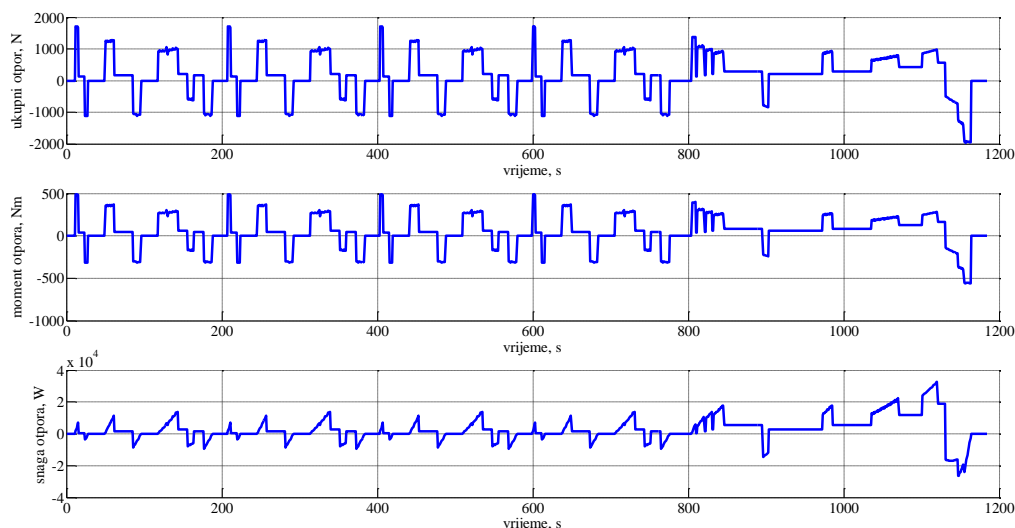
Rezultati simulacije opterećenja vozila za jedan NEDC ciklus vožnje predstavljeni su dijagramima na slikama 5.7., 5.8. i 5.9., a temelje se na izrazima iz poglavlja 4.1.1.



Slika 5.7. Promjena sile otpora kotrljanja i uspona za vrijeme jednog NEDC ciklusa



Slika 5.8. Promjena otpora zraka i inercije za vrijeme jednog NEDC ciklusa

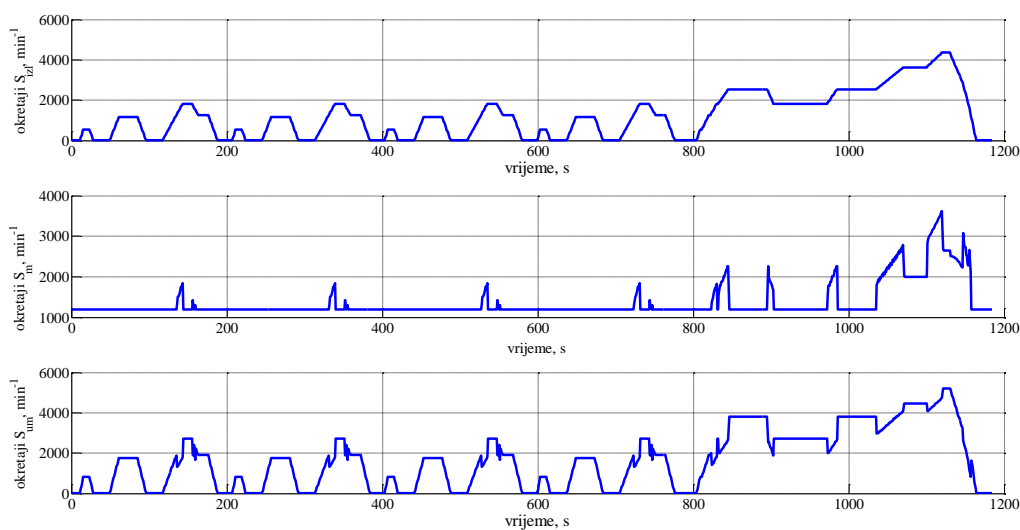


Slika 5.9. Promjena ukupne sile, momenta i snage otpora za jedan NEDC ciklus

Ovdje valja istaknuti da se kod daljnjih objašnjavanja rezultata simulacije novog sustava pretvorbe i prijenosa energije referiramo na glavnu shemu sustava iz 3. poglavlja ovog rada, prikazanu na slici 3.1.

5.4.3. Upravljanje brzinom izlaznog vratila PP neovisno od brzine ulaznog vratila

Mogućnost upravljanja izlaznom brzinom ili postizanje željene izlazne brzine, neovisno od brzine vratila pogonskog stroja (MUI) koje je spojeno s ulaznim vratilom PP je jedna od ključnih kvalitetnih osobina novog tipa prijenosnika za plug-in hibridna vozila. Iako i drugi konstruirani prijenosi imaju istu mogućnost, ovdje je to realizirano s vrlo jednostavnim upravljačkim sustavom za razliku od dosadašnjih izvedbi prijenosa energije.



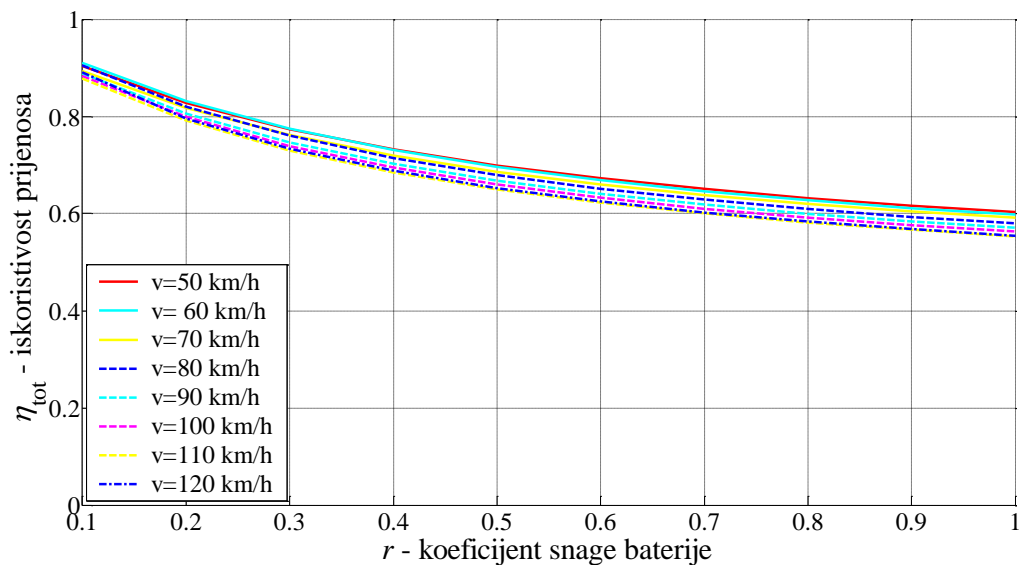
Slika 5.10. Promjena brzina na vratilima osnovnih članova PP za jedan NEDC ciklus

Promjena brzine vrtnje izlaznog vratila (S_{izl}) provodi se preko pedale brzine (SP), na način da vozač zadaje željenu brzinu pritiskom na pedalu čiji pomak registrira senzor (SS). Signal senzora (s) se u pretvaraču signala (SC) pretvara u signal broja okretaja upravljačkog generatora (n_{ug}). Brzina koja se kontrolira (n_{izl}) i brzina upravljačkog generatora (n_{ug}) su povezane (linearno ovisne) preko fiksnog prijenosnog omjera običnog (klasičnog) prijenosnika (i_{GD}).

Nadalje, signal broja okretaja ide na regulator brzine vrtnje upravljačkog generatora, i predstavlja brzinu kojom se treba okretati vratilo generatora (S_{ug}) kako bi se ostvarila željena (zadana) brzina izlaznog vratila, koje onda preko diferencijala pokreće kotače vozila. Dakle, promjenom brzine vratila upravljačkog generatora (S_{ug}), mijenja se, tj. upravlja se brzinom izlaznog vratila (S_{izl}) prijenosnika te dobiva željena brzina vozila, očito neovisno o brzini vrtnje ulaznog vratila (S_m). Razvidno je da postoji neovisno upravljanje izlaznom brzinom vratila prijenosnika, jer ne postoji izravna veza između pedale za brzinu vozila i regulatora dotoka goriva na MUI. Promjena brzina osnovnih članova PP za jedan NEDC ciklus prikazana je na slici 5.10. Željenu brzinu predstavljaju okretaji izlaznog vratila (S_{izl}) koje preko diferencijala pokreće kotače vozila.

5.4.4. Optimiranje brzine pogonskog motora

Novi sustav prijenosa energije za plug-in hibridna električna vozila ima tri značajne prednosti koje ga izdvajaju po učinkovitosti u odnosu na sve dosadašnje prijenose energije kod hibridnih električnih vozila. Jedna prednost je gore objašnjena (neovisno upravljanje izlaznom brzinom izvedeno s jednostavnim upravljačkim sustavom), a ostale dvije su optimiranje energije sustava preko koeficijenta udjela snage baterije (r), (4.2. poglavlje ovog rada) i optimiranje brzine MUI. Sve značajke kontrolira mikroprocesor (MP) kao središnji član upravljačkog sustava. Naime, ova jedinica prima signal SOC baterije, signal s kočnica vozila, signal pozicije regulatora goriva na MUI (RG), osigurava uključivanje i isključivanje MUI, kočnice i spojki u sustavu. Ovisno od uvjeta vožnje mikroprocesor, putem ugrađenog algoritma, a na temelju stanja parametara koje prati, vrši optimiranje ulaska energije baterije u sustav na način da izračunava optimalnu vrijednost parametra " r " ovisno o trenutnoj brzini vozila, prema rezultatima simulacije prikazanim na dijagramu ovisnosti iskoristivosti prijenosa od koeficijenta udjela energije baterije (r), slika 5.11.

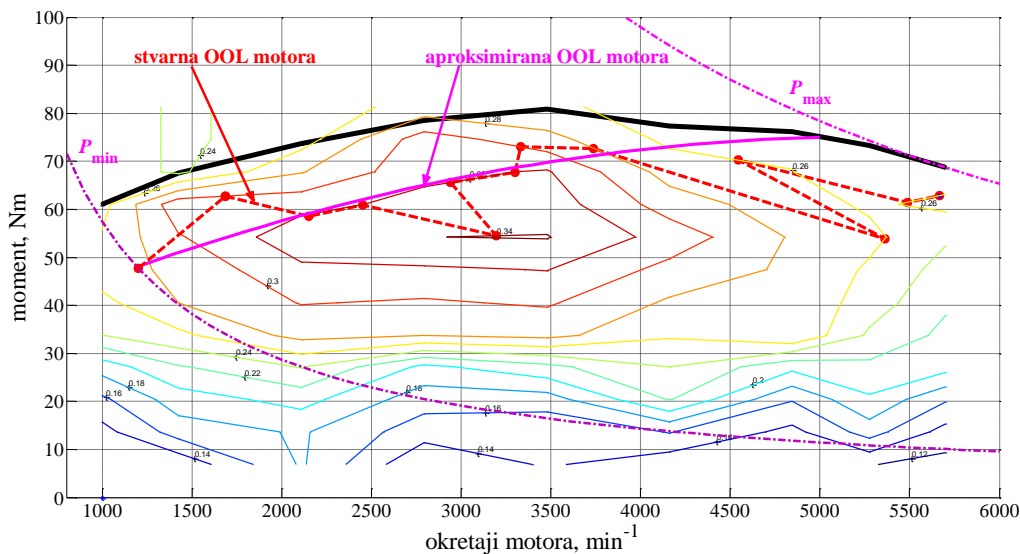


Slika 5.11. Iskoristivost prijenosa ovisna od koeficijenta snage baterije

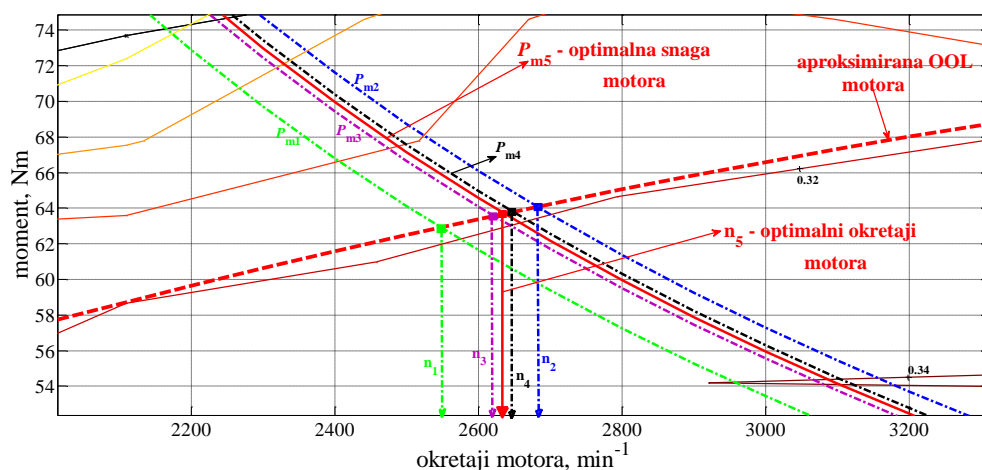
Optimiranje energije sustava preko parametra (r) će biti predmet daljnjeg znanstvenog rada u ovom području koji će imati za cilj određivanje najpogodnijeg algoritma ulaska energije baterije u sustav.

Treće optimiranje se odnosi na postupak određivanja optimalne brzine MUI ili brzine s najmanjom potrošnjom goriva, odnosno maksimalne učinkovitosti motora. To se postiže pomoću upravljačkog elektromotora (UM), već spomenutih mikroprocesora (MP) i pretvarača signala (SC), torziometra (T) koji mjeri okretni moment izlaznog vratila (T_{izl}) i regulatora goriva MUI (RG). Od pretvarača signala i torziometra, mikroprocesor prima signal brzine vrtnje upravljačkog generatora (n_{ug}) i signal okretnog momenta izlaznog vratila (T_{izl}). Za zadanu, proizvoljnu snagu pogonskog stroja, pomoću ugrađenog algoritma, izračunava brzine vrtnje, snage i okretno momente svih vratila prema izrazima iz poglavlja 4.2. ovog rada. No, takva brzina vrtnje pogonskog stroja nije optimalna.

Optimalna brzina motora se dobije kao presjecište između potrebne snage motora (P_m) za pojedini režim vožnje vozila sa krivuljom OOL motora (krivulja minimalne potrošnje goriva ili maksimalne učinkovitosti motora) iz topografskog dijagrama specifične efektivne potrošnje goriva MUI. Konačna točka optimalne brzine MUI se dobije iz nekoliko iteracija koje vrši mikroprocesor temeljem ugrađenog algoritma, a prikazane su na slici 5.13.



Slika 5.12. Aproximacija OOL linije



Slika 5.13. Iterativni postupak određivanja optimalne brzine MUI

Stvarna OOL krivulja, slika 5.12., je aproksimirana polinomom 2. stupnja. Ona dosta dobro prati stvarnu liniju najveće učinkovitosti rada odabranog MUI, i dostatna je aproksimacija za donošenje zaključaka o novom sustavu prijenosa energije. Naime, ovdje je stvarnu OOL liniju, izlomljena krivulja na slici 5.12., moguće aproksimirati i drugačije, još točnije, ali zbog jednostavnosti cijelog postupka i samog algoritma optimizacije odabrana je aproksimacija polinomom 2. stupnja. Suština algoritma je da se traži presjecište između aproksimirane OOL krivulje i potrebne snage koja je u dijagramu “okretaji motora-moment motora” određena hiperbolom. Prema slici 5.13., u prvoj iteraciji za proizvoljnu snagu motora (P_{m1} , zelena boja) se računa brzina motora (n_1 , zelena boja), a onda se temeljem izraza u poglavlju 4.2. računaju sve snage osnovnih članova PP i električnih komponenti sustava prijenosa. Ovo je simulirano u Simulinku uz korištenje programskih skripti prema kojima se izvodi iterativni postupak. Dakle, korištenjem brzine motora (n_1) iz prve iteracije dobiva se nova snaga motora (P_{m2}) i sve ostale snage. Presjecištem aproksimirane OOL krivulje i nove snage motora (hiperbola plave boje) dobiva se nova brzina motora (n_2 , plava boja). Apsolutna razlika između n_2 i n_1 je dosta velika pa se ide u narednu iteraciju. Računa se potrebna snaga motora i sve ostale snage za određenu brzinu n_2 . Na taj način se dobiva snaga motora (P_{m3} ,

roza boja) za koju algoritam u presjecištu s OOL krivuljom računa brzinu motora (n_3 , roza boja). Apsolutna razlika brzina n_3 i n_2 je manja od razlike brzina n_2 i n_1 . Za brzinu n_3 se računa nova snaga motora (P_{m4} , crna boja) koja u presjecištu s OOL krivuljom daje novu brzinu motora (n_4 , crna boja). Apsolutna razlika brzina n_4 i n_3 je manja od razlike brzina n_3 i n_2 , a trend je da razlika opada sa svakom novom iteracijom. Iznos razlike ili kvaliteta iterativnog postupka se može podesiti prema želji. U ovom radu je korištena razlika brzina (Δn)

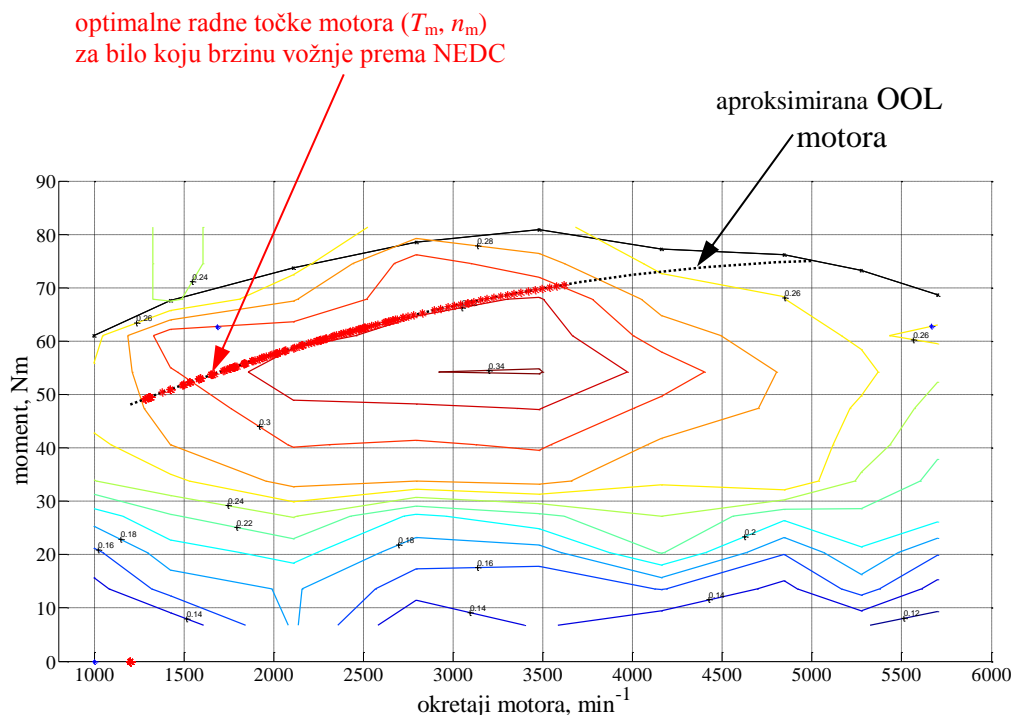
$$\Delta n = n_{k+1} - n_k = 10^{-3} \quad (5.1)$$

gdje je:

k – broj iteracija

Tražena kvaliteta se postiže u nekoliko iteracija. Na slici 5.13. konačna optimalna brzina je prikazana crvenom bojom, a područje dijagrama oko optimalne točke je uvećano kako bi se prikazao i objasnio sam postupak.

Navedeni postupak je primijenjen na sve brzine NEDC ciklusa za koji smo simulirali rad novog sustava prijenosa energije, a dobiveni rezultati su prikazani na slici 5.14.



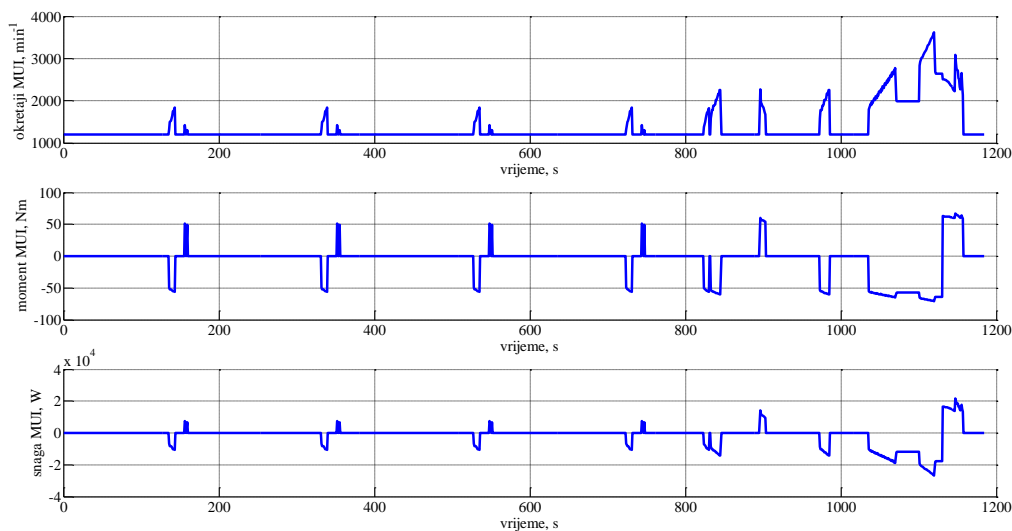
Slika 5.14. Optimalne radne točke MUI za jedan NEDC ciklus vožnje

Kao što je prikazano na slici 5.14, dobili smo radne točke MUI (T_m, n_m) na krivulji OOL. Dakle, MUI radi, za cijelo vrijeme simuliranog NEDC ciklusa, u optimalnom režimu s najmanjom potrošnjom goriva ili s najvećom učinkovitošću. Valja istaknuti da ovo nije svojstveno samo za NEDC ciklus (uzet je kao primjer simulacije), već za bilo koji režim vozila ovisan od realnih uvjeta vožnje. To znači da novi sustav prijenosa energije za plug-in

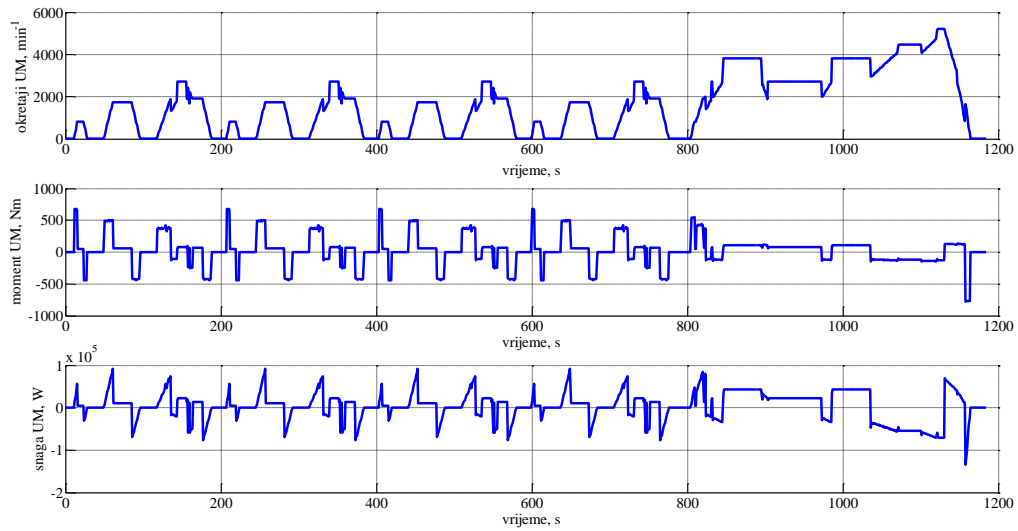
hibridna električna vozila, sa svojim jednostavnim upravljačkim sustavom, može osigurati uvijek rad pogonskog motora u optimalnom području te na taj način smanjiti potrošnju goriva i emisiju štetnih plinova, a što je bio naš osnovni cilj.

Međutim, proces optimizacije još uvijek nije gotov. Kao što smo istaknuli mikroprocesor je odredio optimalne snage (P_m) i brzine rada MUI (n_m) za željenu brzinu izlaznog vratila (n_{izl}). Na taj način imamo poznate dvije brzine vratila PP, a postavlja se pitanje brzine trećeg vratila koje je spojeno s upravljačkim motorom. Zapravo, poznavanje ove brzine osigurava željenu brzinu vozila uz optimalni rad motora. Problem rješava mikroprocesor koji na osnovu dvije poznate brzine, temeljem ugrađenog algoritma prema Willisovoj jednadžbi (3.17), računa brzinu upravljačkog elektromotora (n_{um}) i šalje je, kao signal, prema regulatoru brzine upravljačkog elektromotora. Regulator onda podešava brzinu upravljačkog elektromotora kojom njegovo vratilo mora rotirati (slika 5.10.) da bi za željenu brzinu vozila, brzina rotacije pogonskog motora (MUI) bila optimalna.

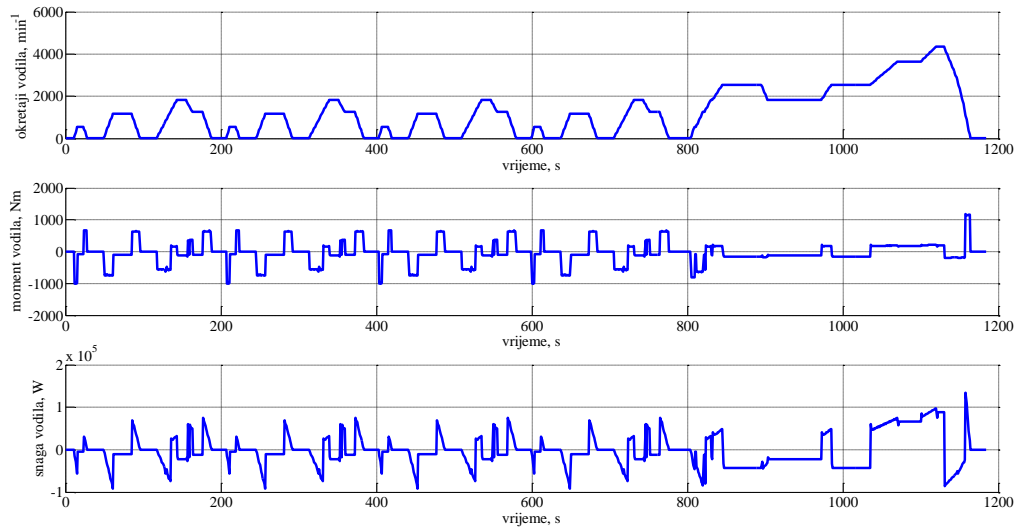
Konačno imamo poznate sve brzine, mikroprocesor iz toga može izračunati sve snage i momente mehaničkih i električnih komponenti sustava prijenosa energije, koje su prikazane na slikama 5.15., 5.16., 5.17., 5.18. i 5.19.



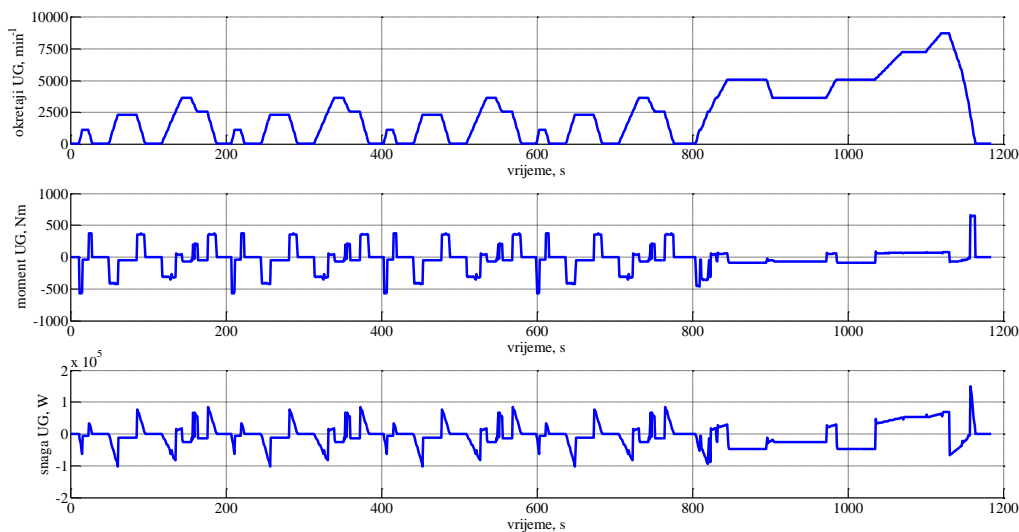
Slika 5.15. Promjena okretaja, momenta i snage MUI za jedan NEDC ciklus



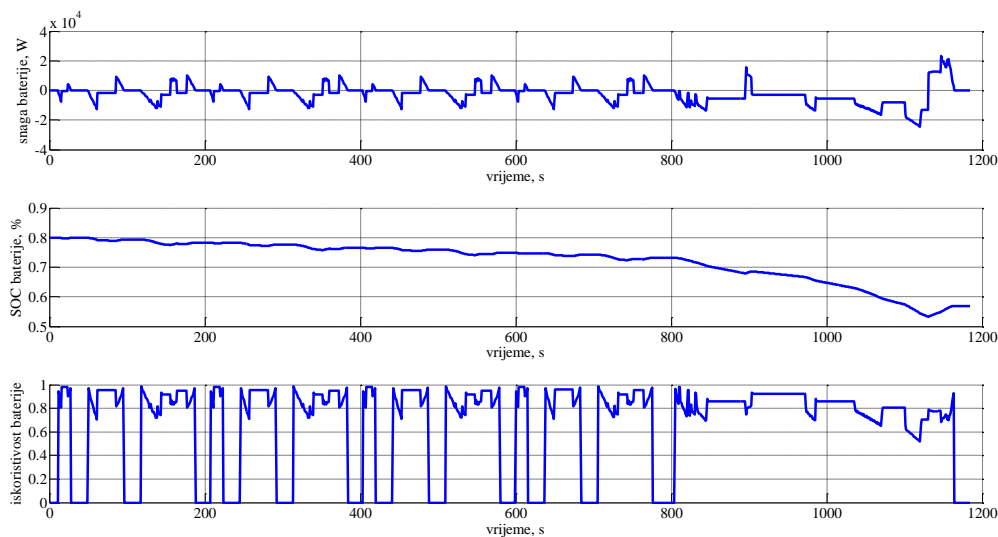
Slika 5.16. Promjena okretaja, momenta i snage UM za jedan NEDC ciklus



Slika 5.17. Promjena okretaja, momenta i snage vodila PP za jedan NEDC ciklus



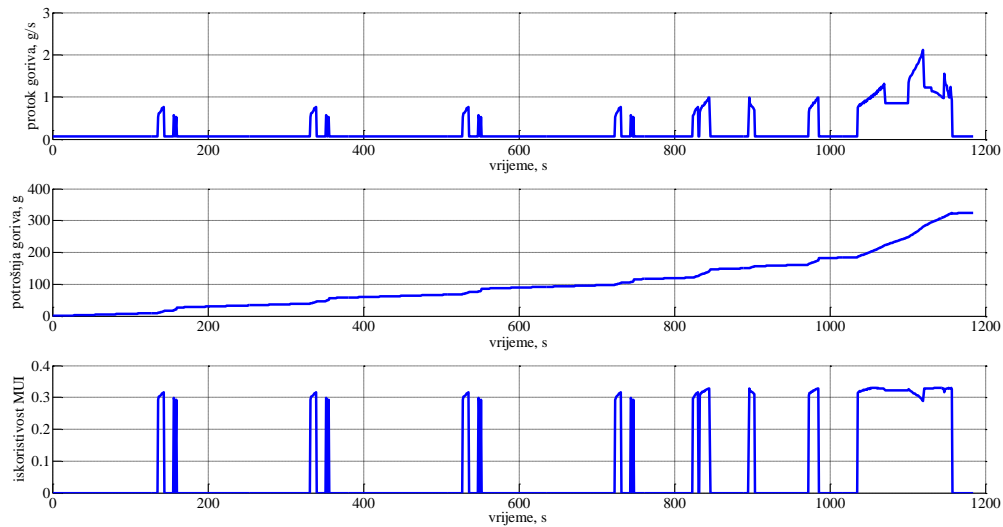
Slika 5.18. Promjena okretaja, momenta i snage UG za jedan NEDC ciklus



Slika 5.19. Promjena snage, SOC i iskoristivost baterije

Međutim, još je potrebno i ostvariti optimalnu brzinu motora. Odnosno, postavlja se pitanje kako će se odrediti količina goriva MUI potrebna za ostvarivanje optimalne brzine. Problem je također jednostavno rješiv preko mikroprocesora, koji za poznatu optimalnu snagu, odgovarajućim algoritmom temeljenim na dijagramu optimalnog protoka goriva odabranog

MUI (slika 3.4), određuje potreban protok goriva. Optimalni protok goriva za svaki režim vožnje vozila prema NEDC ciklusu prikazan je na slici 5.20.

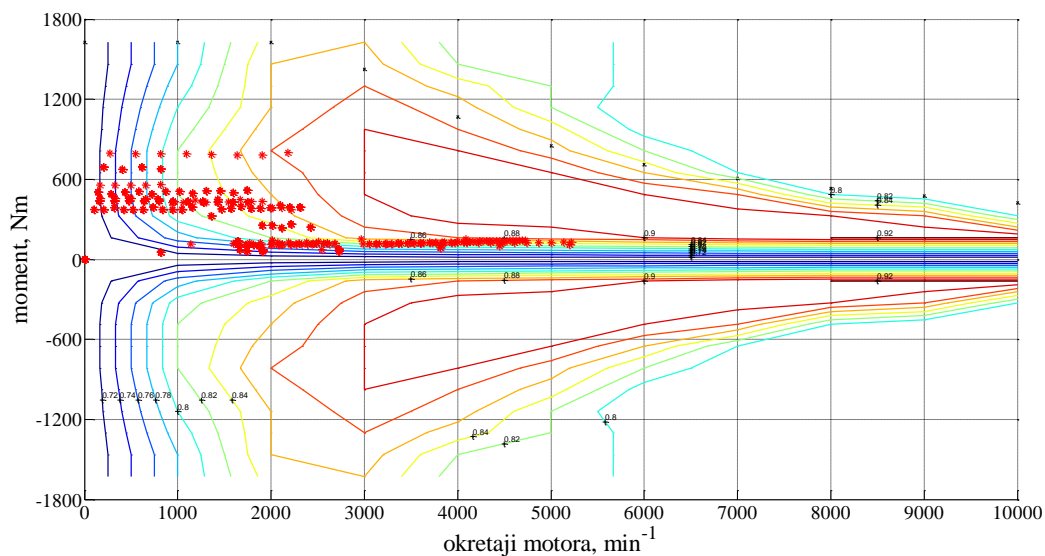


Slika 5.20. Optimalni protok goriva i iskoristivost MUI za jedan NEDC ciklus

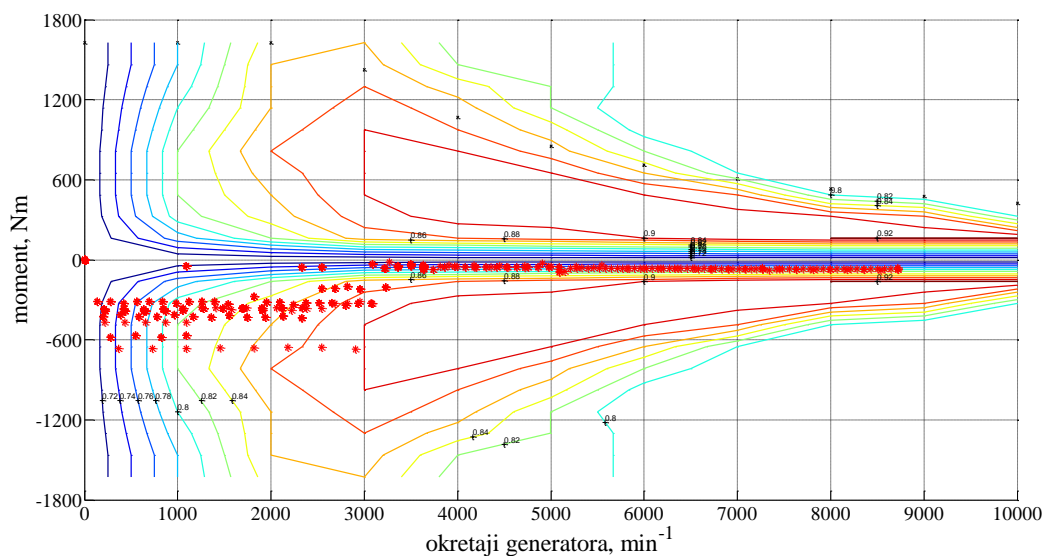
Određeni optimalni protok goriva mikroprocesor šalje kao signal (c_{RG}) prema regulatoru goriva (RG) na MUI. Temeljem dobivenog signala regulator goriva postavlja zaklopku goriva (Otto motor) ili regulira brizgaljku goriva (Dieselov motor), u odgovarajući položaj koji će osigurati traženi protok goriva, a time i optimalnu brzinu MUI za željenu brzinu vožnje vozila. Temeljem iznesenog i slike 5.20., razvidno je da MUI radi s velikom efikasnošću tijekom cijelog ciklusa vožnje prema NEDC. Opet ističemo, ovo nije samo karakteristika koja važi samo za NEDC ciklus, već je to vrlo značajna osobina novog prijenosa snage za bilo koji režim vožnje vozila određen od strane voznih uvjeta.

Numeričkim integriranjem optimalnog protoka goriva, slika 5.20., dobiva se ukupna potrošnja goriva ($g/10,93$ km) MUI za jedan NEDC ciklus [34], na osnovu koje se može dobiti putna potrošnja goriva ($l/100$ km) odabranog MUI. Prema tim podacima odabrani motor troši $324,59$ g/ $10,93$ km ili $3,97$ l/ 100 km benzina EURO SUPER 95.

Ovdje ističemo da je simulacijom podešen rad MUI za brzine iznad 50 km/h, vidljivo na slici 5.10., iz razloga što odabrani motor ima minimalni broj okretaja 1200 min^{-1} te minimalnu snagu od 6 kW i okretni moment od $47,77$ Nm. Tako da ispod navedenih podataka motor ne može odavati snagu prema kotačima vozila, a i u tom području je izrazito loša učinkovitost motora, slika 5.14. Stoga, potrebnu energiju pokretanja i pogona vozila do brzine od 50 km/h osigurava upravljački motor, koji ima visoku iskoristivost (u odnosu na MUI) i okretni moment na nižim brzinama, dostatan za pokretanje i pogon vozila, slika 5.21.



Slika 5.21. Distribucija iskoristivosti upravljačkog motora za jedan NEDC ciklus



Slika 5.22. Distribucija iskoristivosti upravljačkog generatora za jedan NEDC ciklus

Distribucija iskoristivosti upravljačkog motora i upravljačkog generatora za pojedine brzine, slika 5.21. i 5.22., pokazuje da je ona niža na manjim brzinama vožnje, ali puno veća od učinkovitosti MUI, kada upravljački elektromotor preuzima funkciju pokretanja i pogona vozila. Maksimalna učinkovitost se postiže pri većim brzinama, kad imamo zajednički rad upravljačkog elektromotora i optimiranog MUI.

6. MOGUĆNOSTI UPOTREBE NOVOG SUSTAVA PRIJENOSA ENERGIJE

Na slici 3.1., shematski je predstavljena načelna konstrukcija sustava prijenosa energije i gibanja kod plug-in hibridnog vozila, gdje je vratilo pogonskog stroja (MUI) spojeno s vratilom centralnog zupčanika 1 planetnog prijenosnika (PP), vratilo upravljačkog elektromotora (UM) je spojeno s vratilom centralnog zupčanika 2 planetnog prijenosnika (PP), a izlazno vratilo prijenosa (T_{izl}) je spojeno s vodilom planetnog prijenosnika (PP). Isključivanjem i uključivanjem pojedinih sklopki, spojki i kočnice, te promjenom omjera snaga upravljačkog generatora (UG) i upravljačkog elektromotora (UM), vozilo može funkcionirati na više načina.

6.1. Vozilo istovremeno pokretano mehaničkom i električnom energijom (hibridni pogon)

Postoje dva toka energije, a energija upravljačkog generatora (UG) cirkulira u zatvorenom krugu. Mehanička energija MUI preko vratila (S_m) ulazi u planetni prijenosnik (PP), odakle preko izlaznog vratila (S_{izl}) teče prema diferencijalu (D) i pokreće kotače vozila (K). Pri tome su spojke (SP1) i (SP2) uključene, a kočnica (B) isključena.

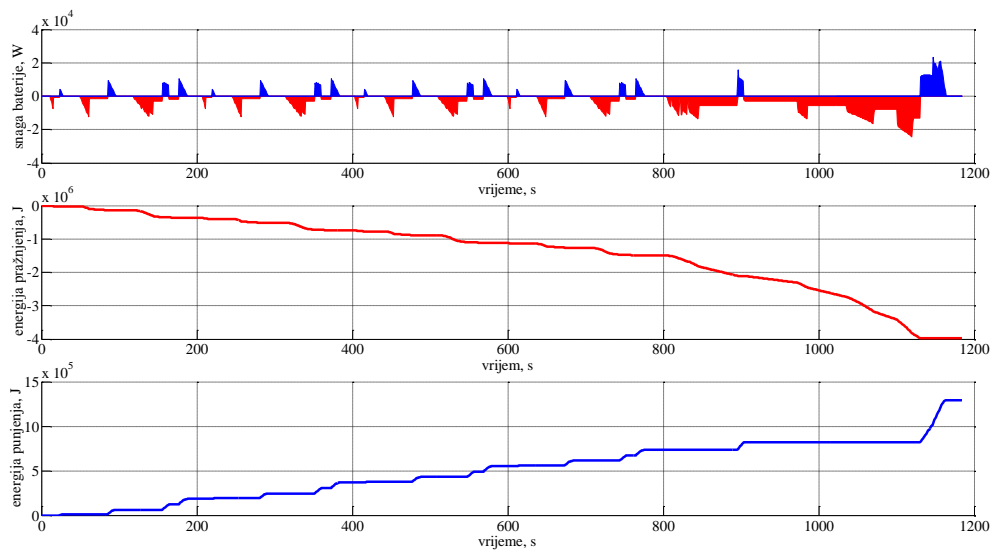
Električna energija baterije preko pretvarača DC/AC, sinkronizatora faza (SF) i sabirnice (BUS) teče prema upravljačkom elektromotoru (UM), gdje se električna energija pretvara u mehaničku i preko vratila (S_{um}) ulazi u planetni prijenosnik (PP), a onda zajedno s mehaničkom energijom MUI preko izlaznog vratila (S_{izl}) teče prema diferencijalu i kotačima vozila. Pri tome je sklopka (S_2) isključena, dok je sklopka (S_1) uključena. Električna energija upravljačkog generatora (UG) teče preko pretvarača energije (AC/AC pretvarač) (FC) i sabirnice (BUS) te napaja upravljački elektromotor (UM). Upravljački elektromotor (UM) vrši pretvorbu električne energije u mehaničku i preko vratila (S_{um}) je uvodi u planetni prijenosnik (PP), odakle ona teče prema izlaznom vratilu (S_{GD}) i ulazi u obični prijenosnik (GD). Iz običnog prijenosnika energija preko vratila (S_{ug}) ulazi u upravljački generator (UG), gdje se vrši ponovna pretvorba mehaničke energije u električnu. Na taj način energija upravljačkog generatora nikada ne dolazi na izlazno vratilo (S_{izl}) te se time osigurava da energija MUI, neznatno umanjena za gubitke, stigne do izlaznog vratila i dalje preko diferencijala pogoni kotače vozila.

Ovakva izvedba sustava prijenosa energije osigurava da se vozilo može pokretati zajedničkim energijama MUI i baterije, ili svakom posebno, a već spomenutim upravljačkim sustavom osigurana je kontrola izlazne brzine neovisno od brzine MUI.

Nadalje, prijenos osigurava optimiranje dvije energetske varijable (potrošnja goriva i udio energije baterije) čime se povećava ukupna učinkovitost sustava prijenosa energije. Optimiranje potrošnje goriva MUI osigurava upravljački sustav na već opisani način, kao i optimiranje druge energetske varijable preko utjecaja na koeficijent udjela energije baterije (r), prema rezultatu simulacije prikazanom na slici 5.11. Naime, upravljački sustav nalazi trenutnu optimalnu vrijednost koeficijent udjela energije baterije (r), u rasponu definiranom snagom pogonskog stroja (MUI), ovisno od stanja napunjenosti baterije (SOC) i od potrebne brzine vožnje koju odabire vozač temeljem uvjeta vožnje.

Prijenos energije posjeduje mogućnost mijenjanja omjera snaga upravljačkog elektromotora (UM) i upravljačkog generatora (UG) pa mikroprocesor (MP), sam ili po nalogu vozača,

može, po volji ili po potrebi, mijenjati ovaj omjer. Kada je postavljeno da snaga upravljačkog generatora (UG) bude manja od snage upravljačkog elektromotora, tada se on napaja energijom upravljačkog generatora (UG) preko pretvarača frekvencija (FC) i sabirnice (BUS) te energijom baterije, preko ugrađenog DC/AC invertera, sinkronizatora faza (SF) i sabirnice (BUS). Time se dobiva plug-in hibridno vozilo, čija bi se baterija, nakon određenog vremena, tj. pređenog puta, trebala ponovno napuniti. Dopunjavanje baterije je moguće preko vanjskog izvora (javna napojna stanica ili zidna utičnica u privatnoj garaži) i ugrađenog punjača baterije (PB) ili energijom vlastitog MUI. Energijom vlastitog MUI baterija se može dopunjavati za vrijeme stajanja ili vožnje vozila. Inače, mikroprocesor (MP) kontrolira gornju i donju razinu napunjenosti baterije (30 - 80% SOC) i kada se ona isprazni postavlja da je snaga upravljačkog generatora (UG) veća od snage upravljačkog elektromotora (UM). Tada višak energije upravljačkog generatora (UG), preko frekvencijskog pretvarača (FC), AC/DC pretvarača i sklopke (S_2) puni bateriju. Na slici 6.1. je prikazan rezultat simulacije pražnjenja i punjenja odabrane pogonske baterije za jedan NEDC ciklus.



Slika 6.1. Snaga i energije pražnjenja/punjenja baterije za jedan NEDC ciklus

Razvidno je da se, ovisno od simuliranih uvjeta vožnje, tijekom ciklusa vrši dopuna baterije (energija punjenja, plava boja), jer postoji višak električne energije na upravljačkom generatoru (UG). Energija punjenja baterije tijekom jednog NEDC ciklusa iznosi 1,2909 MJ (plava boja na slici 6.1.), dok energija pražnjenja baterije (crvena boja na slici 6.1.) iznosi 3,9692 MJ, a sve rezultira stanjem napunjenosti baterije (SOC) na kraju ciklusa od 56,933% (slika 5.19.)

Prilikom punjenja baterije tijekom vožnje, sklopka (S_2) i spojka (SP1) su uključene, dok su sklopka (S_1) i kočnica (B) isključene. Energija upravljačkog elektromotora (UM) cirkulira u zatvorenom krugu (UM)-(S_{um})-(PP)-(S_{GD})-(GD)-(UG)-(FC)-(BUS)-(UM), tako da energija MUI teče preko PP i izlaznog vratila (S_{GD}) do klasičnog prijenosnika (GD). Od klasičnog prijenosnika jedan dio energije teče prema diferencijalu i kotačima vozila, dok drugi tok energije teče prema upravljačkom generatoru (UG). Električna energija upravljačkog generatora (UG) preko frekvencijskog pretvarača (FC), AC/DC pretvarača i uključene sklopke (S_2) puni bateriju. Optimiranje potrošnje goriva MUI osigurava već opisani upravljački sustav.

Tijekom punjenja baterije od strane MUI dok vozilo miruje, sklopka (S_1), spojka (SP2) i kočnica (B) su isključeni, a uključeni su sklopka (S_2) i spojka (SP1). Energija MUI teče preko planetnog prijenosnika (PP) izlaznog vratila (S_{GD}), klasičnog prijenosnika (GD) prema upravljačkom generatoru (UG). U ovom slučaju cijela energija na izlazu iz planetnog prijenosnika (PP) teče prema upravljačkom generatoru (UG), gdje se transformira u električnu energiju te se na frekvencijskom pretvaraču (FC) dijeli na dva toka. Jedan tok električne energije preko AC/DC pretvarača i uključene sklopke (S_2) puni bateriju, a drugi tok preko sabirnice (BUS) napaja upravljački elektromotor (UM).

6.2. Vozilo pokretano samo s MUI (klasično vozilo)

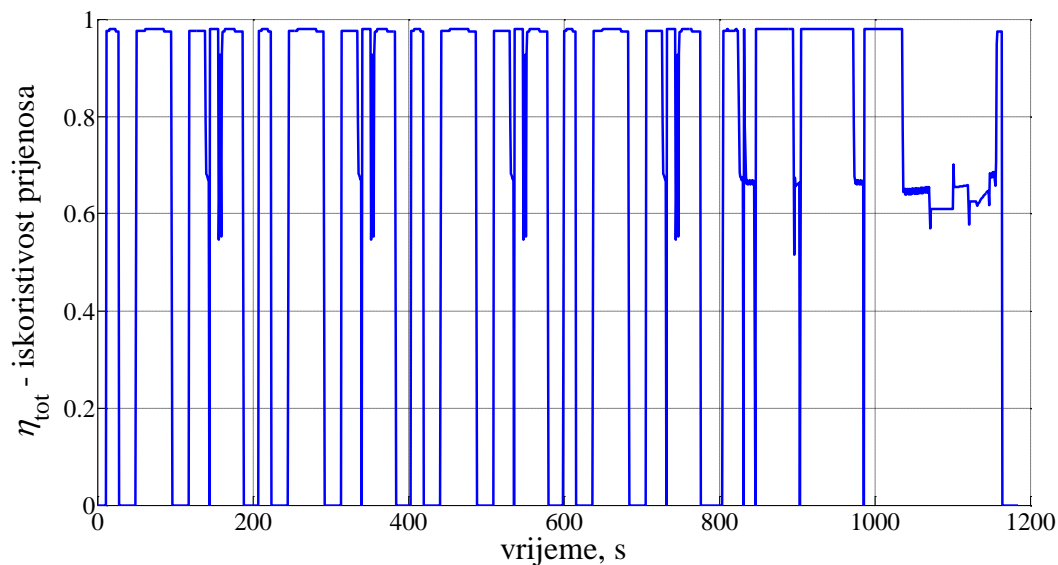
Prijenos energije u ovom slučaju realizira se kada su sklopke (S_1 , S_2) i kočnica (B) isključene, a spojke (SP1, SP2) uključene. Na taj način energija MUI teče preko planetnog prijenosnika (PP) i izlaznog vratila (S_{GD}) prema klasičnom prijenosniku (GD), gdje se grana na dva toka. Jedan dio energije pokreće kotače vozila preko diferencijala (D), dok drugi tok ide prema upravljačkom generatoru (UG). Drugi tok energije cirkulira unutar prijenosa u krugu (UG)-(FC)-(BUS)-(UM)-(S_{um})-(PP)-(S_{GD})-(GD)-(S_{ug})-(UG). Optimiranje potrošnje goriva obavlja upravljački sustav na opisani način.

6.3. Vozilo pokretano samo baterijom (električno vozilo)

Mikroprocesor (MP) upravljačkog sustava isključuje sklopku (S_2) i spojku (SP1), a uključuje sklopku (S_1) i kočnicu (B). Energija baterije (jedinog izvora) teče preko pretvarača DC/AC, sinkronizatora faza (SF), sabirnice (BUS), upravljačkog elektromotora (UM), vratila (S_{um}), planetnog prijenosnika (PP) i izlaznog vratila (S_{GD}) prema klasičnom prijenosniku (GD). Ovdje se tok energije dijeli na dva dijela. Dio energije ide na izlazno vratilo prijenosnika (S_{izl}) i preko diferencijala (D) pokreće kotače vozila. Ističemo da je kod ovog načina rada prijenosni omjer između ulaznog vratila PP od strane upravljačkog elektromotora i izlaznog vratila PP konstantan, jer je ulazno vratilo PP od strane MUI zakočeno. Tada MUI radi u praznom hodu i nema optimiranja njegove brzine.

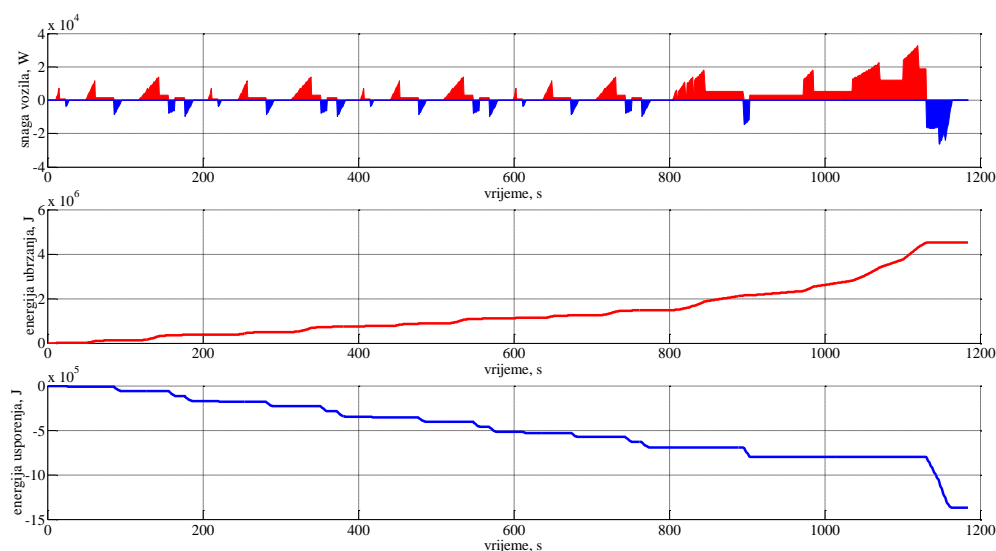
Drugi tok energije preko vratila (S_{ug}) ide prema upravljačkom generatoru (UG) i cirkulira u krugu (UG)-(FC)-(BUS)-(UM)-(S_{um})-(PP)-(S_{GD})-(GD)-(S_{ug})-(UG). Upravljački generator (UG) upravlja brzinom vozila na već opisani način, a energija baterije, umanjena za gubitke pokreće vozilo.

U svakoj od navedenih primjena, brzine vrtnje svih vratila se mijenjaju kontinuirano, bez isključivanja spojke, a pri svakoj brzini pogonski motor radi na optimalnom režimu (osim kada je vozilo pokretano samo energijom baterije). Stoga je stupanj iskoristivosti prijenosnika, tj. ukupna iskoristivost sustava prijenosa energije velika, slika 6.2., naročito ako se, kao kod drugih modernih hibrida iskorištava i energija kočenja vozila (regenerativno kočenje) koju mikroprocesor (MP) usmjerava od kotača preko diferencijala (D) i klasičnog prijenosnika (GD) do upravljačkog generatora (UG).



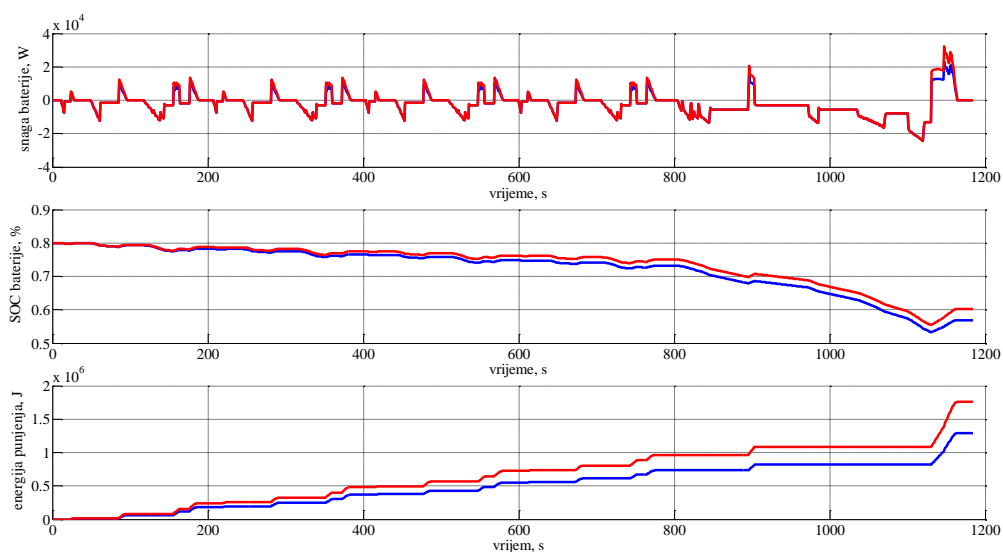
Slika 6.2. Promjena iskoristivosti prijenosa tijekom jednog NEDC ciklusa

Baterija novog prijenosnika energije za plug-in hibridna vozila ima dva energetska ulaza preko kojih je osigurano punjenje baterije električnom energijom upravljačkog generatora (UG) i punjenje iz vanjskog izvora preko punjača baterije (PB). Ovaj sustav prijenosa energije može koristiti i energiju regenerativnog kočenja za dopunjavanje baterije, a nju mikroprocesor (MP) usmjerava od kotača (K), diferencijala (D), spojke (SP2) i klasičnog prijenosnika (GD) na upravljački generator (UG), gdje preko frekvencijskog pretvarača (FC), pretvarača AC/DC i sklopke (S2) teče prema bateriji. Ovo je simulirano za jedan NEDC ciklus, slika 6.3., gdje je utvrđeno da energija usporenja vozila iznosi 1,3711 MJ (plava boja na slici 6.3). Nasuprot tome, energija ubrzanja vozila za simulirani NEDC ciklus je znatno veća i iznosi 4,5101 MJ (crvena boja na slici 6.3.).



Slika 6.3. Energije usporenja i ubrzanja vozila za jedan NEDC ciklus

Prema recentnim znanstvenim publikacijama iz područja regenerativnog kočenja vozila, svega 45% energije usporenja vozila se ponovo pohranjuje u bateriji. Dakle, procesom regenerativnog kočenja nije moguće pohraniti cijelu energiju usporenja vozila iz razloga što moraju postojati i klasične kočnice radi kočenja kod većih brzina, gdje se energija nakon kočenja pretvara u toplinu. Za novi sustav prijenosa energije simulirali smo povrat dijela energije usporenja vozila (40%), koja se, naravno umanjena za gubitke na putu od kotača do baterije, ponovno pohranjuje u bateriji. Na slici 6.4. parametri baterije s regenerativnim kočenjem su označeni crvenom bojom, dok su parametri bez regenerativnog kočenja označeni plavom bojom. Tako stanje napunjenosti baterije s regenerativnim kočenjem na kraju ciklusa iznosi 60,245%, što čini povećanje od 5,81% u odnosu na stanje napunjenosti baterije nakon ciklusa bez regenerativnog kočenja. Sve ovo je posljedica povećanja energije punjenja baterije koja na kraju ciklusa s regenerativnim kočenjem iznosi 1,756 MJ, pa je za 30,029% veća od energije punjenja bez regenerativnog kočenja.



Slika 6.4. Energija regenerativnog kočenja za jedan NEDC ciklus

Dva energetska izlaza iz baterije osiguravaju napajanje upravljačkog elektromotora preko DC/AC pretvarača i napajanje pomoćnih uređaja (rasvjeta, starter motora, pumpe ulja i rashladne vode, klima uređaj i sl.) preko DC/DC pretvarača i obične baterije (OB) napona 12 V.

Hod unazad vozila omogućen je preko prekretnog mehanizma (PM) ugrađenog na izlaznom vratilu (S_{izl}) ispred diferencijala, a rangovi brzina za kretanje naprijed i nazad su isti, što daje još jednu kvalitetu više novom prijenosu energije.

6.4. Način upravljanja vozilom s novim sustavom prijenosa energije

Vozač vozila s ugrađenim novim sustavom prijenosa energije za plug-in hibridna vozila ima na raspolaganju dvije nožne pedale i jednu ručnu komandu. Nožne pedale su pedala brzine kojom se zadaje željena brzina vožnje i pedala za kočenje vozila.

Ručna komanda ima mogućnost odabira šest položaja i to:

- a) STOP 1 - punjenje baterije u stanju mirovanja.
- b) STOP 2 - isključen motor s unutarnjim izgaranjem (MUI).
- c) NAPRIJED 1 - upravljački sustav određuje način vožnje. Vozilo je pokretano s dva izvora energije (baterija i MUI). Ovisno od stanja napunjenosti baterije (SOC) upravljački sustav određuje kako će vozilo biti pokretano, s oba izvora, samo baterija ili samo MUI, te je moguće dopunjavanje baterije energijom MUI.
- d) NAPRIJED 2 - pogon vozila samo s baterijom
- e) NAPRIJED 3 - pogon vozila samo s MUI
- f) NAZAD - pogon natrag pomoću baterije i prekretnog mehanizma (PM)

7. ZAKLJUČAK

U suvremenim sustavima prijenosa energije kod vozila, osnovni problem jest kako za željene brzine vrtnje i poznate potrebne snage izlaznog vratila ostvariti minimalnu potrošnju energije pogonskog stroja, uz što manje troškove proizvodnje i što veći stupanj iskoristivosti sustava prijenosa energije. Kod vozila s motorom s unutarnjim izgaranjem kao pogonskim strojem, to se svodi na problem ostvarivanja minimalne potrošnje goriva za svaku brzinu vozila uz što veću udobnost vožnje, jednostavnost upravljanja i dobre ostale performanse. Kod hibridnih vozila s mehaničkim i električnim izvorom energije, problem je ostvariti minimalnu potrošnju goriva pogonskog stroja, uz što veći put pređen do potrebe za ponovnim punjenjem baterije, a opet uz što veću ukupnu iskoristivost energije, manje proizvodne troškove i uz što veću udobnost vožnje, jednostavnost upravljanja i dobre ostale performanse vozila.

Novi sustav prijenosa energije za plug-in hibridna vozila, pomoću jednostavnog upravljačkog sustava, uz niske troškove proizvodnje i visoki stupanj iskoristivosti, osigurava neovisno upravljanje brzinom vrtnje izlaznog vratila te rad pogonskog stroja (MUI) u optimalnom režimu za svaku brzinu vrtnje izlaznog vratila. Isto tako, isključivanjem i uključivanjem pojedinih sklopki, spojki i kočnice, te promjenom omjera snaga upravljačkog generatora (UG) i upravljačkog elektromotora (UM), vozilo može funkcionirati kao hibridno, pokretano samo s MUI ili pokretano samo snagom baterije (električno vozilo).

Rezultati simulacije su pokazali očekivane rezultate, jer je dobivena veća iskoristivost sustava od dosadašnjih, prezentiranih u 2. poglavlju ovog rada. Pokazano je da se s vrlo jednostavnim upravljačkim sustavom, uz odgovarajući algoritam, može postići da sve radne točke motora s unutarnjim izgaranjem budu na optimalnoj radnoj liniji (OOL), čime je osigurana vrlo mala potrošnja goriva (3,97 l/100km) uz vrlo veliku učinkovitost rada motora. Učinkovitost motora je skoro uvijek iznad 30% za vrijeme simuliranog NEDC ciklusa. Procesom regenerativnog kočenja pohranjuje se dio kinetičke energije vozila natrag u bateriji. Ona dolazi do baterije umanjena za gubitke na putu od kotača vozila, diferencijala, običnog prijenosnika, generatora, izmjeničnog pretvarača i ispravljača. Energija kočenja povećava stanje napunjenosti baterije za 5,81% u odnosu na simulirani ciklus bez regenerativnog kočenja.

Stoga se primjenom ovog sustava prijenosa energije kod hibridnih vozila postiže trenutno optimiranje potrošnje goriva i učinkovitosti motora s unutarnjim izgaranjem (MUI) za bilo koji režim rada, a utjecanjem na koeficijent udjela energije baterije (r) optimira se cjelokupna energetska učinkovitost za različite režime vožnje vozila. Dodatnu kvalitetu mu daju i sljedeće prednosti u odnosu na dosadašnje sustave prijenosa energije:

- brzina vozila je kontinuirano promjenjiva, bez korištenja skupih varijatora,
- osiguran automatski prijenos bez višestrukog PP, spojke i pretvarača momenta,
- mogućnost punjenja baterije u stanju mirovanja, energijom vlastitog MUI, energijom iz javne napojne stanice ili energijom iz utičnice u privatnoj garaži vlasnika vozila,
- mogućnost punjenja baterije tijekom vožnje, uz regulaciju količine energije isporučene bateriji,
- osim u relativno malom dijelu cirkulacije energije unutar prijenosa, ne postoji dvostruka pretvorba energije u bilo kojem načinu rada ovog prijenosnika,
- energija baterije ima jednu pretvorbu u mehaničku u upravljačkom motoru (UM), dok se mehanička energija MUI (ulazno vratilo u PP) uopće ne pretvara već teče prema kotačima vozila, umanjena za vrlo male gubitke,

- jednostavan i jeftin upravljački sustav,
- mogućnost napajanja ostalih potrošača vozila iz baterije preko DC/DC pretvarača,
- ugradnjom prekretnog mehanizma (PM) na izlaznom vratilu, prije diferencijala, omogućena je vožnja unatrag s istim rasponom brzina kao i vožnja naprijed.

Time se dobiva hibridno električno vozilo s visokom putnom autonomnošću, koje ima manje gubitke energije zbog visokog stupnja iskoristivosti, manju emisiju štetnih plinova u okolinu, nižu cijenu zbog jednostavnosti i manjeg broja komponenti, veću udobnost vožnje zbog kontinuirano promjenjive brzine izlaznog vratila, bolje vozne performanse (ubrzanje, okretni moment) zbog manje težine vozila od drugih hibridnih vozila s postojećim sustavima prijenosa energije.

Ovisno od maksimalne snage pogonskog stroja i ranga brzina pogonskog i gonjenog stroja novi prijenosnik se može primijeniti u svim sustavima prijenosa i pretvorbe energije s promjenjivim prijenosnim omjerom, gdje je potrebno optimiranje pogonskog i gonjenog stroja.

Središnji dio sustava prijenosa je planetni prijenosnik (PP) za koji je moguće dobiti različite osnovne prijenosne omjere (manje od nule, između nule i jedinice te veće od jedinice) ovisno od rasporeda spajanja njegovih vratila, predznaka brzina pojedinih vratila te od raspona prijenosnog omjera između pogonskog i gonjenog stroja koji se želi postići. Tako pogonski strojevi uz već spomenuti MUI mogu biti: elektromotor, rotor parne, plinske, vjetro, hidraulične ili bilo koje turbine, dok radni strojevi mogu biti bilo koje vrste pumpi, kompresor, generator, alatni stroj, dizalica i sl. Također je moguće, uz pogodnu konstrukciju, da izlazno vratilo planetnog prijenosnika (PP) pokreće više od jednog radnog stroja.

Kada postoji potreba za pretvorbu promjenjive brzine ulaznog vratila pogonskog stroja u konstantnu brzinu gonjenog stroja, bez optimiranja bilo kojeg stroja, to se može postići bez upravljačkog sustava, pa čak i bez spojke (SP1), mehaničkog pogona (GD) i frekvencijskog pretvarača (FC), ali upravljački elektromotor (UM) mora biti napajan iz vanjskog izvora (baterija, mreža). U slučaju pretvorbe promjenjive brzine vjetroturbine u konstantnu ili približno konstantnu brzinu generatora to je moguće izvesti bez vanjskog napajanja upravljačkog elektromotora koji se onda izravno napaja s generatora [55].

Zbog navedenog novi sustav pretvorbe i prijenosa energije će biti predmet našeg daljnjeg znanstvenog interesa, jer se planira dogradnja postojećeg simulacijskog modela te izrada algoritma mikroprocesora za optimiranje udjela energije baterije u sustavu ovisno od uvjeta vožnje.

LITERATURA

- [1] "Povijest hibridnih automobila", Internet, <http://www.hybrid-vehicle.org/hybrid-vehicle-history>, 30. rujna 2016.
- [2] "Toyota Hrvatska", Internet, <https://www.toyota.hr/articles/hibridi-9-milijuna.json>, 01. listopada 2016.
- [3] Liang, L.; Sixiong, Y.; Chao, Y.; Bingjie, Y.; Jian, S.; Zheng, C.: „Driving-behavior-aware stochastic model predictive control for plug-in hybrid electric buses“, Applied Energy, Vol. 162, pp. 868-879, 15. 01. 2016.
- [4] Jiankun, P.; Hao, F.; Hongwen, H.; Deng, P.: "A Rule-Based Energy Management Strategy for a Plug-in Hybrid School Bus Based on a Controller Area Network Bus", Energies, Vol. 8, No. 6, pp. 5122-5142, doi:10.3390/en8065122, 01. 06. 2015.
- [5] Ximing, W.; Hongwen, H.; Fengchun, S.; Jieli, Z.: "Application Study on the Dynamic Programming Algorithm for Energy Management of Plug-in Hybrid Electric Vehicles", Energies, Vol. 8, No. 4, pp. 3225-3244; doi:10.3390/en8043225.2015, 22. 04. 2015.
- [6] Jia-Shiun, C.: "Energy Efficiency Comparison between Hydraulic Hybrid and Hybrid Electric Vehicles", Energies, Vol. 8, No. 6, pp. 4697-4723, doi:10.3390/en8064697. 26. 05. 2015.
- [7] Zeyu, C.; Rui, X.; Kunyu, W.; Bin, J.: "Optimal Energy Management Strategy of a Plug-in Hybrid Electric Vehicle Based on a Particle Swarm Optimization Algorithm", Energies, Vol. 8, No. 5, pp. 3661-3678, doi:10.3390/en8053661.29. 04. 2015.
- [8] Caiying, S.; Peng, S.; Tao, G.: "A Comprehensive Overview of Hybrid Electric Vehicles", International Journal of Vehicular Technology, Volume 2011, Article ID 571683, 7 pages, doi:10.1155/2011/571683, 2011.
- [9] Seulgi, L.; Jingyu, C.; Kiyun, J.; Hyunsoo, K.: "A Study of Fuel Economy Improvement in a Plug-in Hybrid Electric Vehicle using Engine on/off and Battery Charging Power Control Based on Driver Characteristics", Energies, Vol. 8, No. 9, pp. 10106-10126, doi:10.3390/en80910106, 16. 09. 2015.
- [10] Reimers, W.: "Company catalogue 103/3 (in German)", Bad Homburg, KG Inc, 1967.
- [11] Mantriota, G.: "Theoretical and experimental study of a power split continuously variable transmission system Part 1", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 215, No. 7, pp. 837-850, 01. 07. 2001.
- [12] Mantriota, G.: "Theoretical and experimental study of a power split continuously variable transmission system Part 2", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 215, No. 7, pp. 851-864, 01. 07. 2001.
- [13] Mucino, V.H. i dr.: "Design of continuously variable power split transmission for automotive applications". Proc. ImechE, part D: J. Automobile Engineering, Vol. 215, No. 4, pp. 469-478, 2001.
- [14] Srivastava, N.; Hague, I.U.: "On the operating regime of a metal pushing V-belt CVT under steady state microslip conditions". Proc Intern Cont Variable and Hybrid Transm Congress, San Francisco, 23-25 Septembar 2004.
- [15] Srivastava, N.; Haque, I.U.: "A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control", Mechanism and Machine Theory; Vol. 44, No. 1, pp. 19-41. January 2009.
- [16] Husain, I.: "Electric and Hybrid Vehicles: Design Fundamentals, Second Edition", CRC Press, Taylor & Francis Group, 9 August 2010.

- [17] Liu, W.: "Introduction to hybrid vehicle system modeling and control", John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2013.
- [18] Çağatay, B. K.; Gözükcük, M.A.; Teke A.: "A comprehensive overview of hybrid electric vehicle: powertrain configurations, powertrain control techniques and electronic control units", Energy Conversion and Management, Vol. 52, No. 2, pp. 1305–1313. 2011.
- [19] Sabri, M.F.M.; Danapalasingam, K.A.; Rahmat, M.F.: "A review on hybrid electric vehicles architecture and energy management strategies", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 53, pp. 1433-1422, January 2016.
- [20] Case study: Toyota Hybrid Synergy Drive", Internet, http://www.ae.pwr.wroc.pl/filez/20110606092430_HEV_Toyota.pdf, 02. 10. 2016.
- [21] Amjad, S.; Neelakrishnan, S.; Rudramoorthy, R.: "Review of design considerations and technological challenges for successful development and deployment of plug-in hybrid electric vehicles", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, No. 3, pp. 1104-1110, April 2010.
- [22] Somayajula, D.; Meintz, A.; Ferdowsi, M.: "Designing efficient hybrid electric vehicles", IEEE Vehicular Technology Magazine, Vol. 4., No. 2, pp. 65-72, 2009.
- [23] Gao, Y.; Ehsani, M.: "Design and Control Methodology of Plug-in Hybrid Electric Vehicles", IEEE Transactions In Industrial Electronics, Vol. 57, No. 2, pp. 633-640, February 2010.
- [24] Wirasingha, S.G.; Emadi, A.: "Classification and Review of Control Strategies for Plug-In Hybrid Electric Vehicles", IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 60, No. 1, pp. 111-122, January 2011.
- [25] Egbue, O.; Long, S.: "Barriers to widespread adoption of electric vehicles: An analysis of consumer attitudes and perceptions", Energy Policy, Vol. 48, pp. 717-729, September 2012.
- [26] Hwang, G.S. i dr.: "Power Flows and Torque Analyses of an Independently Controllable Transmission with a Parallel Type" Proceedings of the World Congress on Engineering, Vol. III, London, 6-8 July 2011.
- [27] Hwang, G.S.; Tsay D.M.: "Independently Controllable Transmission Mechanisms", United States Patent, No. US 8585530 B2, 19 November 2013.
- [28] Hwang, G.S.; Tsay, D.M.; Lin, C.C.; Kuang, J.H.; Chern, T.L.: "Independently Controllable Transmission Mechanisms with an Identity-Ratio Series Type", United States Patent, No. US 8585531 B2, 19 November 2013.
- [29] Hwang, G.S.; Tsay, D.M.; Kuang, J.H.; Chern, T.L.: "Independently Controllable Transmission Mechanisms with Series Types", United States Patent, No. US 8585532 B2, 19 November 2013.
- [30] Jelaska, D.: "Univerzalni prijenosnik za sustave prijenosa snage i gibanja s promjenjivim brzinama vrtnje", Hrvatski patentni glasnik 12, broj patenta P20151297, 2016.
- [31] Jelaska, D.: "Sustav prijenosa energije za plug-in hibridna vozila", Hrvatski patentni glasnik 13, 2016.
- [32] Jelaska, D.: "Hibridni prijenosnik s neovisno upravljanom izlaznom brzinom vrtnje", Hrvatski patentni glasnik 1, projekt 023-0692195-1749, 2014.
- [33] ADVISOR, National Renewable Energy Laboratory (NREL), Internet, <http://www.ctts.nrel.gov/analysis/advisor.html>, listopad 2016.
- [34] Chaoying, X.; Cong, Z.: "Power Management Strategy of Hybrid Electric Vehicles Based on Quadratic Performance Index", Energies, Vol. 8, pp. 12458-12473, 2015.
- [35] Medica, V.: "Toplinski strojevi", Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2006.
- [36] Opalić, M.: "Prijenosnici snage i gibanja", FSB, Zagreb, 1998.

- [37] Predki, W.; Jarhov, F.; Kettler J.: "Calculation method for the determination of the oilsump temperature of industrial planetary gears", International Conference on Gears, Munich, VDI-Berichte 1665, Vol. 1, pp. 507-522, 13-15 March 2002.
- [38] Karaivanov, D.; Arnaudov, K.: "Experimental determination of a coupled twocarrier planetary gear's efficiency", Proceedings of Int. Conf. "Power Transmissions'03", Vol. 3, pp. 82-86, Varna, Bulgaria, 11-12 September, 2003,
- [39] Looman, J.; "Planetengetriebe", Das Kernstueck automatischer Fahrzeuggetriebe, Tagung Zahnradgetriebe, Dresden, 6-8 November 1989.
- [40] Karaivanov, D.: "Theoretical and experimental studies of the influence of the structure of the coupled two-carrier planetary gear trains on its basic parameters" doktorska disertacija, Univ. of Chemical Technology and Metallurgy, Sofia, 2000.
- [41] DIN 3990, Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Beuth-Verlag, Berlin, 1987.
- [42] ISO 6336, Calculation of load capacity of spur and helical gears, Geneva, 2006.
- [43] Jelaska, D.: "Cilindrični zupčanici", FESB, Split, 2011.
- [44] Wiegman, H.L.N.; Vandenput, A.J.A.: "Battery state control techniques for charge sustaining applications", SAE Technical Papers, doi:10.4271/981129, 1998.
- [45] Chen, J.-S.: "Energy Efficiency Comparison between Hydraulic Hybrid and Hybrid Electric Vehicles", Energies, Vol. 8, pp. 4697-4723, doi:10.3390/en8064697, 26. May 2015.
- [46] Mousavi, S.M.G.; Nikdel, M.: "Various battery models for various simulation studies and applications", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 32, pp. 477-485, April 2014.
- [47] Baalen, J.V.: "Optimal Energy Management Strategy for the Honda Civic IMA", Master's thesis, Eindhoven, January 2006.
- [48] Kassakian, J.G. i dr.: "Osnove energetske elektronike I", Graphis, Zagreb, 2000.
- [49] Benčić, Z.; Plenković, Z.: "Energetska elektronika - poluvodički ventili", Školska knjiga, Zagreb, 1978.
- [50] Mikulić, D.: "Motorna vozila - teorija kretanja i konstrukcija", Veleučilište Velika Gorica, 2014.
- [51] Simić, D.: "Motorna vozila", Naučna knjiga, Beograd, 1988.
- [52] Knor, P.: "Dinamika motornih vozila", Mašinski fakultet Sarajevo, Sarajevo, 2006.
- [53] Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E.G.: "Diesel Engine Transient Operation", Springer-Verlag London Limited, 2009.
- [54] Ban, Ž.; Matuško, J.; Petrović, I.: "Primjena programskog sustava Matlab za rješavanje tehničkih problema", Graphis d.o.o, Zagreb, 2010.
- [55] Jelaska, D.; Perkušić, M.; Podrug S.: "A Novel Hybrid Transmission for Variable Speed Wind Turbines", Renewable Energy, Vol. 83, pp. 78-84, 2015.
- [56] Kim, N.; Cha, S.; Peng, H.: "Optimal control of hybrid electric vehicles based on Pontryagin's minimum principle", IEEE Trans. Control Syst. Technol., Vol. 19, No. 5, pp. 1279-1287, 2011.
- [57] Mahalec, I.; Lulić, Z.; Kozarac, D.: "Motori s unutarnjim izgaranjem", FSB, Zagreb, 2010.
- [58] Mahalec, I.; Lulić, Z.; Kozarac, D.: "Konstrukcije motora", FSB, Zagreb, 2015.
- [59] Müller, H.W.: "Epicyclic drive trains, Analysis, Synthesis, and Applications", Springer-Verlag, Berlin, 1971.
- [60] Oberšmit, E.: "Ozubljenja i zupčanici", Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 1982.
- [61] Müller, H.W.: "Umlaufrädergetriebe", Auslegung und vielseitige anwendungen, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1998.

- [62] Pennestri, E.; Freudenstein, F.: "The Mechanical Efficiency of Epicyclic Gear Trains", Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 115, No. 3., pp. 645-651, 01. September 1993.
- [63] Jarchow, F.: "Entwicklungsstand bei Planetanradgetrieben", Jugoslovenski naučnostručni skup, Nauka i istraživanje elemenata, Beograd, 14.-16. 05. 1987.
- [64] Volmer, J.; Leistner, F.; Loersch, G.; Wilhelm, O.: "Getriebetechnik-Umlaufaedgetriebe", WEB Verlag Technik, Berlin, 1978.
- [65] Sanjin, T.: "Analiza varijanti mjenjačkog zupčanog para planetnog pretvarača", doktorska disertacija, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2011.

POPIS OZNAKA I KRATICA

a	ubrzanje vozila, m/s^2
B	širina vozila, m
b	aktivna širina zupčanika, mm
c_{RG}	signal protoka goriva MUI
C_D	koeficijent aerodinamičnosti vozila
d_1	diobeni promjer pogonskog zupčanika, mm
f_k	koeficijent otpora kotrljanja
G	težina vozila, N
g_e	specifična efektivna potrošnja goriva, g/kWh
H	visina vozila, m
H_d	donja ogrjevna moć goriva, J/g
i_{PP}	kinematski prijenosni omjer PP
I_m	moment inercije motora MUI, kgm^2
I_{um}	moment inercije upravljačkog elektromotora, kgm^2
I_{ug}	moment inercije upravljačkog generatora, kgm^2
I_k	moment inercije kotača vozila, kgm^2
i_{GD}	prijenosni omjer običnog zupčanog prijenosnika GD
i_0	prijenosni omjer diferencijala vozila
I_{bat}	struja baterije, A
$I_{punjenja\ bat}$	struja punjenja baterije, A
$I_{pražnjenja\ bat}$	struja pražnjenja baterije, A
k	omjer brzina centralnih zupčanika PP
K_b	faktor blokiranja diferencijala
K_A	faktor udara na PP od strane radnog stroja
K_V	faktor dodatnih dinamičkih opterećenja PP
$K_{F\alpha}$	faktor raspodjele opterećenja na zube u zahvatu
$K_{F\beta}$	faktor raspodjele opterećenja po boku zuba
K_γ	faktor neravnomjernog opterećenja zupčanika planeta
m	masa vozila, kg
m_n	modul zupčanika, mm
\dot{m}_g	protok mase goriva, g/s
N	broj zupčanika planeta
n_1	brzina centralnog zupčanika 1 PP, min^{-1}
n_3	brzina centralnog zupčanika 3 PP, min^{-1}
n_v	brzina vodila PP, min^{-1}
n_{GD}	brzina izlaznog vratila PP, min^{-1}
n_{um}	brzina vratila upravljačkog elektromotora, min^{-1}
n_{ug}	brzina vratila upravljačkog generatora, min^{-1}
n_m	brzina vratila MUI, min^{-1}
n_{dif}	brzina okretaja kućišta diferencijala, min^{-1}
P_m	efektivna snaga MUI, W
P_g	indicirana snaga goriva u cilindru MUI, W
P_{um}	snaga upravljačkog elektromotora, W
P_{ug}	snaga upravljačkog generatora, W
P_{GD}	snaga na izlaznom vratilu PP, W
P_s	unutarnja snaga baterije, W
P_{bat}	snaga na stezaljkama baterije, W
P_{gub}	snaga gubitaka baterije, W

$P_{\text{pražnjenja bat}}$	snaga pražnjenja baterije, W
$P_{\text{punjenja bat}}$	snaga punjenja baterije, W
P_{loss}	snaga gubitaka na pretvaračima električne energije, W
P_{in}	ulazna snaga na pretvaračima električne energije, W
P_{P1}	snaga na poluosovini diferencijala veće kutne brzine, W
P_{P2}	snaga na poluosovini diferencijala manje kutne brzine, W
P_{dif}	snaga koja se dovodi na kućište diferencijala, W
p	dinamički tlak zraka na čelnu površinu vozila, Pa
P_k	snaga otpora pri gibanju vozila, W
P_{izl}	izlazna snaga iz PP, W
P_{ul}	ulazna snaga u PP, W
r	koeficijent udjela snage baterije
r_1	eksponent iskoristivosti standardnog prijenosnika
R_i	unutarnji otpor baterije, Ω
R_k	otpor kotrljanja, N
R_u	otpor uspona, N
R_z	otpor zraka, N
R_i	otpor inercije, N
R_{lin}	otpor inercije mase vozila koja se giba pravocrtno, N
R_{rot}	otpor inercije masa vozila koje se gibaju rotacijski, N
r_n	nazivni radijus kotača, m
r_o	slobodni radijus kotača, m
r_s	statički radijus kotača, m
r_d	dinamički radijus kotača, m
$s_{F\text{min}}$	minimalni stupanj sigurnosti u korijenu zuba
s	uspon vozne podloge, %
T_1	okretni moment na centralnom zupčaniku 1 PP, Nm
T_3	okretni moment na centralnom zupčaniku 3 PP, Nm
T_v	okretni moment na vodilu PP, Nm
T_{GD}	okretni moment na izlaznom vratilu PP, Nm
T_{um}	okretni moment na vratilu upravljačkog elektromotora, Nm
T_{ug}	okretni moment na vratilu upravljačkog generatora, Nm
T_m	okretni moment na izlaznom vratilu MUI, Nm
T_{P1}	moment na poluosovini diferencijala veće kutne brzine, Nm
T_{P2}	moment na poluosovini diferencijala manje kutne brzine, Nm
T_k	moment otpora na kotačima vozila, Nm
$T_{\text{dif ul}}$	okretni moment na ulazu diferencijala, Nm
$T_{\text{dif izl}}$	okretni moment na izlazu diferencijala, Nm
T_5	okretni moment na zupčanika 5 zupčanog prijenosnika GD, Nm
u	osnovni prijenosni omjer PP
U_{OC}	napon otvorenog kruga baterije, V
U_{bat}	napon na izlaznim stezaljkama baterije, V
v	brzina vozila, m/s
v_r	relativna brzina udara zraka, m/s
v_w	brzina vjetra, m/s
z	broj kotača vozila
z_1	broj zubi centralnog zupčanika 1 PP
z_2	broj zubi zupčanika planeta u 1. ravnini PP
z_2'	broj zubi zupčanika planeta u 2. ravnini PP
z_3	broj zubi centralnog zupčanika 3 PP

$Q(t)$	trenutno raspoloživa količina naboja baterije, As
Q_{\max}	maksimalni naboj baterije, As
W_{bat}	akumulirana energija baterije, J
Y_{FS}	efektivni faktor oblika zuba
Y_{ε}	faktor prekrivanja
Y_{β}	faktor nagiba zuba
Y_{B}	faktor debljine vijenca zupčanika
Y_{ST}	faktor koncentracije naprezanja modelskih zupčanika
Y_{N}	faktor trajnosti
Y_{δ}	relativna osjetljivost materijala na koncentraciju naprezanja
Y_{R}	faktor hrapavosti površine zuba
Y_{X}	faktor dimenzija
η_{e}	efektivna iskoristivost motora
η_0	osnovni stupanj iskoristivosti PP
η_{uk}	ukupni stupanj iskoristivosti PP
η_{L}	stupanj iskoristivosti ležaja PP
η_{B}	stupanj iskoristivosti na brtvama PP
η_{O}	stupanj iskoristivosti praznog hoda
η_{bat}	stupanj iskoristivosti baterije
η_{dif}	stupanj iskoristivosti diferencijala
η_{tot}	stupanj iskoristivosti prijenosa energije MUI - kotači vozila
η_{GD}	stupanj iskoristivosti običnog prijenosnika GD
η_{inv}	stupanj iskoristivosti invertera
η_{fc}	stupanj iskoristivosti pretvarača frekvencija
η_{um}	stupanj iskoristivosti upravljačkog elektromotora
η_{ug}	stupanj iskoristivosti upravljačkog generatora
μ_{T}	omjer momenata osnovnih članova PP
ρ_{z}	gustoća zraka, kg/m^3
ΣR	ukupna sila otpora gibanju vozila, N
σ_{Fdop}	dopušteno naprezanje u korijenu zuba, N/mm^2
σ_{Flim}	trajna dinamička čvrstoća u korijenu zuba, N/mm^2
ω_1	kutna brzina centralnog zupčanika 1 PP, rad/s
ω_2	kutna brzina planetnog zupčanika u 1. ravnini PP, rad/s
ω_2'	kutna brzina planetnog zupčanika u 2. ravnini PP, rad/s
ω_3	kutna brzina centralnog zupčanika 3 PP, rad/s
ω_{v}	kutna brzina vodila PP, rad/s
$\frac{d\omega_{\text{m}}}{dt}$	kutno ubrzanje MUI, rad/s^2
$\frac{d\omega_{\text{k}}}{dt}$	kutno ubrzanje kotača vozila, rad/s^2
$\frac{d\omega_{\text{um}}}{dt}$	kutno ubrzanje upravljačkog elektromotora, rad/s^2
$\frac{d\omega_{\text{ug}}}{dt}$	kutno ubrzanje upravljačkog generatora, rad/s^2
AC/DC	ispravljač električne energije
AC/AC	izmjenični pretvarač električne energije
BAT	baterija

B	kočnica
D	diferencijal
DC/DC	istosmjerni pretvarač električne energije
DC/AC	inverter
FC	izmjenični pretvarač električne energije
GD	obični zupčani prijenosnik
K	kotač vozila
MP	mikroprocesor
MUI	motor s unutarnjim izgaranjem
OB	obična baterija (12 V)
OP	ostali potrošači energije u vozilu
PB	vanjsko punjenje baterije
PM	prekretni mehanizam
PP	planetni prijenosnik
RG	regulator dotoka goriva MUI
RK	signal regenerativnog kočenja na mikroprocesoru
s	signal brzine vozila
SC	pretvarač signal brzine vozila
S_{GD}	ulazno vratilo običnog zupčanog prijenosnika GD
UM	upravljački elektromotor
UG	upravljački generator
SP1,2	izvrstiva spojka
TG	tank s gorivom
SP	pedala brzine
SS	senzor brzine
S_{izl}	izlazno vratilo običnog zupčanog prijenosnika GD
S_m	vratilo MUI
S_{um}	vratilo upravljačkog elektromotora
S_{ug}	vratilo upravljačkog generatora
T	torziometar
$T_{izl.}$	signal okretnog momenta s torziometra
V	vodilo PP
1	centralni zupčanik 1 PP
3	centralni zupčanik 3 PP
ADVISOR	Advanced Vehicle Simulator
AER	all-electric drive range
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption
CD	charge depletion
CS	charge sustaining
CVT	Continuously Variable Transmission
EMS	Energy Management Strategy
engl.	Engleski
EUDC	Extra Urban Driving Cycle
FTP	Federal Test Procedure
HEV	Hybrid Electric Vehicle
HWFET	Highway Fuel Economy Test
ICT	Independently Controllable Transmission
NEDC	New European Driving Cycle
NREL	National Renewable Energy Laboratory

NYCC	New York City Cycle
OOL	Optimal Operating Line
PMSM	Permanent magnet synchronous motor
SOC	State of Charge
UDC	Urban Driving Cycle

SAŽETAK

Rad je imao za cilj prikazati osnovne značajke novog sustava prijenosa i pretvorbe energije za plug-in hibridna vozila, koji osigurava kontinuiranu promjenu brzine izlaznog vratila sustava neovisno od brzine vratila pogonskog motora. Uz to pogonski motor cijelo vrijeme radi na optimalnoj brzini, pri najmanjoj potrošnji goriva ili pri maksimalnoj učinkovitosti.

Uvodni dio rada detektira posljedice ubrzanog tehnološkog razvoja koji direktno ugrožava životnu okolinu i postaje sve veća prijetnja energetskej održivosti. Dakako, to se reflektira i na autoindustriju, jer niske rezerve fosilnih goriva povećavaju neizvjesnost na tržištu nafte i tjeraju proizvođače automobila na razvoj novih, čistih, tehnologija kojima će se smanjiti potrošnja goriva, emisija štetnih plinova, ili tehnologija koje koriste alternativne izvore energije.

Drugo poglavlje donosi analizu dosadašnjih sustava prijenosa energije koji su razvijeni ili koji se razvijaju upravo zbog problema detektiranih u uvodnom dijelu ovog rada, a bili su motivacija za konstrukciju novog sustava prijenosa energije.

Treće poglavlje opisuje novi sustav prijenosa energije za plug-in hibridna vozila. Navedene su i opisane sve komponente (mehaničke i električne) sustava, a posebno su objašnjeni planetni prijenosnik, kao središnji dio novog sustava prijenosa energije, motor s unutarnjim izgaranjem, upravljački elektromotor, upravljački generator i jednostavni upravljački sustav.

Četvrto poglavlje, u prvom dijelu, donosi osnove teorije gibanja motornog vozila temeljem čega su izvedeni izrazi za moment i snagu otpora. U drugom dijelu četvrtog poglavlja se matematički razrađuje model novog sustava prijenosa energije. Izvedeni su potrebni izrazi na osnovu kojih je izrađen model vozila i prijenosa energije u Simulinku.

Peto poglavlje donosi opis načina izrade modela vozila u Simulinku te su prikazani rezultati simulacije. Uz prikaz rezultata dodatno su objašnjene osnovne značajke novog sustava prijenosa energije kao što su optimiranje rada motora s unutarnjim izgaranjem, neovisno upravljanje brzinom izlaznog vratila sustava te regenerativno kočenje. Navedena je i mogućnost optimiranja energetskeg sustava hibridnog vozila preko utjecaja na unos energije baterije u sustav, ali bez dodatnog elaboriranja budući je to dio koji će zaokupljati naš daljnji znanstveni interes.

U šestom poglavlju su navedene i opisane sve varijante pogona vozila koji će imati ugrađen ovaj sustav prijenosa energije. Dakle, isključivanjem ili uključivanjem spojki, sklopki i kočnice, takvo vozilo može biti pokretano samo motorom s unutarnjim izgaranjem, samo baterijom ili s oba izvora (hibridno vozilo) uz optimiranje energetskeg sustava vozila.

Sedmo poglavlje donosi konačnu ocjenu novog sustava prijenosa energije temeljenu na rezultatima simulacije te se definira pravac budućeg znanstvenog rada u ovom području.