

**УНИВЕРЗИТЕТ У ПРИШТИНИ
ФАКУЛТЕТ ТЕХНИЧКИХ НАУКА
КОСОВСКА МИТРОВИЦА**

**ВИШЕМОТОРНИ РЕГУЛИСАНИ ЕЛЕКТРИЧНИ ПОГОН СА
ПРОМЕНЉИВОМ СТРУКТУРОМ МЕХАНИЧКЕ СПРЕГЕ**

- Докторска теза -

Кандидат:
Мр Саша Штаткић

Ментор:
Проф. Др Борислав Јефтенић

Косовска Митровица, 2011. године

Садржај

1.	УВОД.....	7
1.1.	Уводна разматрања	8
1.2.	Кратак садржај и организација рада.....	8
2.	ВИШЕМОТОРНИ РЕГУЛИСАНИ ПОГОНИ.....	10
2.1.	Подела вишемоторних погона	10
2.1.1.	Погони у крутој спрези.....	10
2.1.2.	Погони у еластичној спрези.....	12
2.1.3.	Погони у пластичној спрези.....	13
2.1.4.	Механички неспрегнути погони.....	13
2.1.5.	Погони на променљивом структуром механичке спреге.....	14
2.2.	Управљачке шеме вишемоторних погона.....	16
2.2.1.	Управљачке шеме механички круто спрегнутих погона	16
2.2.2.	Управљачке шеме код погона са еластичном спрегом.....	17
2.2.3.	Управљачки алгоритам „Master –Slave“	18
2.2.4.	Управљачки алгоритам са међуспрегом.....	19
3.	ГУСЕНИЧНИ ВОЗНИ МЕХАНИЗМИ НА РУДАРСКИМ МАШИНАМА	20
3.1.	Опис конструкције једне гусенице	20
3.2.	Подела вишемоторних погона гусеничних возних механизма.....	21
3.3.	Примери погонских група гусеничног транспорта.....	23
4.	ПРЕГЛЕД ЛИТЕРАТУРЕ.....	25
4.1.	Преглед литературе из области директне контроле момента асинхроног мотора.....	25
4.2.	Преглед литературе из области гусеничних возних механизма	26
5.	ДЕФИНИСАЊЕ СТРУКТУРЕ УПРАВЉАЧКОГ СИСТЕМА.....	28
5.1.	Кретање по праволинијској путањи	28
5.2.	Кретање по кружној путањи.....	29
5.3.	Основне релације двогусеничног возног механизма	32
5.3.1.	Компоненте брзина гусеница у току кружног кретања.....	35
5.4.	Алгоритам за израчунавање референтних брзина	38
5.5.	Функција електронског диференцијала управљачког алгоритма.....	40
6.	РЕГУЛИСАНИ ЕЛЕКТРОМОТОРНИ ПОГОН СА ДИРЕКТНОМ КОНТРОЛОМ МОМЕНТА	42

6.1.	DTC управљање асинхроним мотором	43
6.2.	Релације напона инвертора.....	44
6.3.	Приказ једначина асинхроног мотора	45
6.4.	Блок дијаграми претварача учестаности у динамичком моделу	47
7.	ПРОМЕНЉИВА МЕХАНИЧКА СПРЕГА.....	48
7.1.	Променљива механичка спрега погонски точак-гусенична трака.....	48
7.2.	Нелинеарни динамички модел спреге погонски точак - гусенични ланац	50
7.2.1.	Промена полупречника спрезања.....	55
7.3.	Додатни отпори при кретању по кружној путањи	57
7.3.1.	Попречни отпори кретања.....	58
7.3.2.	Подужни отпори кретања.....	60
7.4.	Временска промена додатних отпорних сила.....	62
7.4.1.	Попречни отпори кретања- променљиво трење у времену.....	64
7.4.2.	Подужни отпори кретања- променљиво трење у времену.....	66
7.4.3.	Коефицијенти трења у моделу.....	67
7.5.	Утицај конструкције при кретању по кружној путањи	70
8.	ДИНАМИЧКИ МОДЕЛ ДВОГУСЕНИЧНОГ ВОЗНОГ МЕХАНИЗМА.....	73
8.1.	Релативне јединице - нормализација.....	73
8.1.1.	Основне и изведене базне вредности	74
8.1.2.	Изведена базна вредност за пређени угао	75
8.1.3.	Изведена базна вредност за пређени пут код праволинијског кретања.....	76
8.2.	Нормализација променљивог полупречника погонског точка	76
8.3.	Нормализација динамичке силе спрезања	78
8.3.1.	Спрега погонски точак – гусеница I.....	78
8.3.2.	Спрега погонски точак –гусеница II	80
8.4.	Нормализација Њутнове једначине за делове погона гусенице који су круто повезани.....	81
8.4.1.	Део погона спољашње гусенице I који је у крутој спреси	81
8.4.2.	Део погона унутрашње гусенице II који је у крутој спреси.....	83
8.5.	Нормализација Њутнове једначине за делове погона гусеница који нису круто повезани	85
8.5.1.	Спољашња гусеница	86
8.5.2.	Унутрашња гусеница	89
8.6.	Нормализација једначине угаоне еластичне деформације конструкције	92
8.7.	Нормализација подужних отпорних сила гусеница.....	94
8.8.	Нормализација отпорних момената трења.....	95

8.9.	Нормализовани динамички модел двогусеничног возног механизма	97
9.	ОПИС ОПРЕМЕ И МЕТОДОЛОГИЈЕ МЕРЕЊА	101
9.1.	Опис енергетског дела погона.....	101
9.2.	Опис мерне опреме и апликативног софтвера.....	102
9.2.1.	Оптичка комуникациона мрежа у вишемоторном погону транспорта	102
9.2.2.	Апликативни софтвер	104
9.2.3.	Опис методологије мерења и обраде резултата мерења	104
10.	ВЕРИФИКАЦИЈА ДИНАМИЧКОГ МОДЕЛА	106
10.1.	Дефинисање критеријума за верификацију динамичког модела	106
10.2.	Идентификација утицаја компоненти оптерећења.....	108
10.2.1.	Теоријска основа за приближну идентификацију компоненти оптерећења	108
10.2.2.	Дефинисање разлика момената у фазама кретања „А“, „В“ и „С“	110
10.2.3.	Дефинисање суме момената у фазама кретања „А“, „В“ и „С“	111
10.2.4.	Средње вредности разлике и суме измерених момената	113
10.2.5.	Линеаризација подужних компоненти сила трења.....	115
10.2.6.	Графо-аналитичка идентификација компоненти оптерећења	116
10.3.	Утицај конструкције након завршетка кретања по кружној путањи	117
10.4.	Експеримент 1 – једноструко кружно кретање	119
10.4.1.	Опис резултата – Експеримент 1	119
10.4.2.	Резултати мерења и симулације – Експеримент 1	123
10.4.3.	Идентификација утицаја компоненти оптерећења – Експеримент 1	126
10.5.	Експеримент 2 – једноструко кружно кретање са смањеном брзином	129
10.5.1.	Опис резултата – Експеримент 2	129
10.5.2.	Резултати мерења и симулације – Експеримент 2	134
10.5.3.	Идентификација утицаја компоненти оптерећења – Експеримент 2	137
10.6.	Експеримент 3 – Двострука промена смера кружног кретања	140
10.6.1.	Модификовани динамички модел двогусеничног возног механизма	144
10.6.2.	Опис резултата – Експеримент 3	145
10.6.3.	Резултати мерења и симулације – Експеримент 3	150
10.6.4.	Идентификација утицаја компоненти оптерећења- Експеримент 3	153
11.	ЗАКЉУЧАК.....	157
12.	ЛИТЕРАТУРА.....	160
12.1.	Радови кандидата који су из области дисертације	162
13.	ПРИЛОГ 1 - СПИСАК КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА	163
14.	ПРИЛОГ 2 –БАГЕР SRS - 400.....	172
15.	ПРИЛОГ 3 –ОСНОВНИ ДИНАМИЧКИ МОДЕЛ	173
16.	ПРИЛОГ 4 –МОДИФИКОВАНИ ДИНАМИЧКИ МОДЕЛ.....	174

Садржај слика

сл. 2.1	Погон платформе ротационог багера SRs 2000	10
сл. 2.2	Промена смера погона окрета на багеру SRs2000	11
сл. 2.3	Два круто спрегнута погона преко	11
сл. 2.4	Снимљене величине при поласку	11
сл. 2.5	Вишемоторни погон трачног транспортера са еластичном спрегом два погонска бубња	12
сл. 2.6	Измерене струје мотора, брзина и сила затезања на погонској станици J-I-1 при кретању пуне траке	12
сл. 2.7	Измерене струје мотора, брзина и сила затезања на погонској станици J-I-1 при кретању празне траке	12
сл. 2.8	Механички неспрегнути погони трака на багеру SRs 2000	13
сл. 2.9	Механички неспрегнути погони трака на одлагачу ARs 2000	13
сл. 2.10	Транслаторно кретање двогусеничног возног механизма	14
сл. 2.11	Кретање по кружној путањи двогусеничног возног механизма	14
сл. 2.12	Регулација оптерећења код погона у крутој механичкој спрези са једним сензором брзине	16
сл. 2.13	Два круто спрегнута погона преко погонског бубња	16
сл. 2.14	Упрошћени функционални блок	17
сл. 2.15	Крута механичка спрега три мотора	17
сл. 2.16	Затезање траке помоћу затезног бубња	17
сл. 2.17	Управљачки систем трачног транспортера са претварачима учестаности	17
сл. 2.18	Блок дијаграм управљачког алгоритма „Master – Slave“	18
сл. 2.19	Блок дијаграм управљачког алгоритма са међуспрегом	19
сл. 3.1	Конструкција гусенице са погонском групом мотор - редуктор	20
сл. 3.2	Изглед погонског точка и гусенице у току поправке	20
сл. 3.3	Шема двогусеничног возног механизма	21
сл. 3.4	Фотографија багера SRs 400 на угљу	21
сл. 3.5	Шест гусеница-Багер SRs 1300	22
сл. 3.6	Фотографија багера SRs 1300 на јаловини, површински коп Дрмно	22
сл. 3.7	Три гусенице –Одлагач ARs 2000	22
сл. 3.8	Доња градња одлагача ARs 2000	22
сл. 3.9	Погонска група транспорта багера SRs 2000.28/3	23
сл. 3.10	Погонска група транспорта багера SRs 1300.26/5	23
сл. 3.11	Погонска група транспорта багера SchRs 800.15/1.5	23
сл. 3.12	Погонска група транспорта багера SRs 470.17/1.5	24
сл. 3.13	Погонска група транспорта багера SRs 400.14/1	24
сл. 3.14	Погонска група транспорта багера SRs 470.20/3	24
сл. 5.1	Правoliniјско кретање двогусеничног возног механизма	29
сл. 5.2	Принципијелна структура управљачког система са једном референтном брзином	29
сл. 5.3	Кретање по кружној путањи двогусеничног возног механизма	30
сл. 5.4	Принципијелна структура управљачког система са две референтне брзине	30
сл. 5.5	Надређени алгоритам управљања и две регулационе петље по брзини	31
сл. 5.6	Кретање двогусеничног возног механизма кроз кривину	32
сл. 5.7	Детаљ спрезања погонског точка и гусеничног ланца	34
сл. 5.8	Компоненте брзина према референтном систему XO_2Y	35
сл. 5.9	Компоненте брзина према референтном систему xO_1y	36
сл. 5.10	Блок дијаграм задавања референтних величина и алгоритам управљања	38
сл. 5.11	Параметарске криве референтне брзине 1 од полупречника кривине	39
сл. 5.12	Параметарске криве референтне брзине 2 од полупречника кривине	39
сл. 5.13	Усвојена структура управљачког система за двогусенични возни механизам	40
сл. 5.14	Двогусенични механизам код борбених возила са механичким диференцијалом	40
сл. 5.15	Двогусенични возни механизам без механичког диференцијала	40
сл. 6.1	Функционални делови динамичког модела	42
сл. 6.2	Основна управљачка структура директне контроле момента	43
сл. 6.3	Трофазни напонски инвертор	44
сл. 6.4	Просторни вектори напона	44
сл. 6.5	Блок дијаграм претварача учестаности 1	47
сл. 6.6	Блок дијаграм претварача учестаности 2	47
сл. 7.1	Погонска група мотор – редуктор на једној гусеници	48
сл. 7.2	Свођење момента инерције круто спрегнутих делова трансмисије	49
сл. 7.3	Модел зупчастог пара	50
сл. 7.4	Нелинеарна зависност крутости од динамичке грешке преноса	51
сл. 7.5	Блок дијаграм динамичког модела спреге два зупчаника	52

сл. 7.6 Спрега погонски точак - гусеница.....	53
сл. 7.7 Модел зупчастог пара	53
сл. 7.8 Динамички модел спреге погонског точка и гусенице	54
сл. 7.9 Погонски точак у спреси са гусеницом.....	55
сл. 7.10 Еквивалентни погонски точак полупречника R_{p1}	55
сл. 7.11 Еквивалентни погонски точак полупречника R_{p2}	55
сл. 7.12 Промена еквивалентног полупречника спрезања од лучне координате l	56
сл. 7.13 Модификовани динамички модел спреге погонског точка и гусенице	56
сл. 7.14 Додатне силе трења при кретању у кривину.....	57
сл. 7.15 Нелинеарна зависност $f_1(R)$ од полупречника кривине	60
сл. 7.16 Нелинеарна зависност $f_2(R)$ од полупречника кривине	61
сл. 7.17 Спрег сила и кретање по кружној путањи двогусеничног возног механизма	70
сл. 8.1 Блок дијаграм дела погона гусенице I који је у крутој спреси.....	82
сл. 8.2 Блок дијаграм дела погона гусенице II који је у крутој спреси	84
сл. 8.3 Блок дијаграм дела погона гусенице I који није у крутој спреси	88
сл. 8.4 Блок дијаграм дела погона гусенице II који није у крутој спреси.....	91
сл. 8.5 Блок дијаграм угаоне еластичне деформације конструкције.....	93
сл. 8.6 Блок дијаграм подужних отпорних сила	94
сл. 8.7 Блок дијаграм отпорних момената трења.....	96
сл. 8.8 Динамички модел двогусеничног возног механизма.....	99
сл. 9.1 Погонска група мотор-редуктор на једној гусеници багера SRs 400.....	101
сл. 9.2 Шематски приказ двогусеничног возног механизма	101
сл. 9.3 Претварачи учестаности у електро орману	101
сл. 9.4 Једнополна шема напајања погона двогусеничног транспорта.....	101
сл. 9.5 Конфигурација оптичке комуникационе мреже за дистрибуиране погоне.....	103
сл. 9.6 Оптички комуникациони модул (RDCO)	103
сл. 9.7 NPDA-02 картица и оптички адаптер	103
сл. 9.8 Изглед екрана у Drive Window-у након завршеног мерења	105
сл. 10.1 Измерене брзине у експерименту и добијене симулацијом на динамичком моделу $E1_0$	123
сл. 10.2 Резултати симулације експеримента бр.1 на динамичком моделу $E1_I$	123
сл. 10.3 Резултати симулације и експериментално измерене величине, поређење разлика момената $E1_II$	124
сл. 10.4 Резултати симулације и експериментално измерене величине, поређење збира момената $E1_III$	124
сл. 10.5 Идентификација отпорних компоненти поређењем симулације са експериментом $E1_IV$	125
сл. 10.6 Измерене брзине у експерименту и добијене симулацијом на динамичком моделу $E2_0$	134
сл. 10.7 Резултати симулације експеримента бр.2 на динамичком моделу $E2_I$	134
сл. 10.8 Резултати симулације и експериментално измерене величине, поређење разлика момената $E2_II$	135
сл. 10.9 Резултати симулације и експериментално измерене величине, поређење збира момената $E2_III$	135
сл. 10.10 Идентификација отпорних компоненти поређењем симулације са експериментом $E2_IV$	136
сл. 10.11 Двострука промена смера скретања при вожњи „напред“	140
сл. 10.12 Модификовани блок дијаграм подужних отпорних сила.....	141
сл. 10.13 Модификовани блок дијаграм отпорног момента трења за обе гусенице	142
сл. 10.14 Модификовани динамички модел двогусеничног возног механизма.....	144
сл. 10.15 Измерене брзине у експерименту и добијене симулацијом на динамичком моделу $E3_0$	150
сл. 10.16 Резултати симулације експеримента бр.3 на динамичком моделу $E3_I$	150
сл. 10.17 Резултати симулације и експериментално измерене величине, поређење разлика момената $E3_II$	151
сл. 10.18 Резултати симулације и експериментално измерене величине, поређење збира момената $E3_III$	151
сл. 10.19 Идентификација отпорних компоненти поређењем симулације са експериментом $E3_IV$	152

Садржај табела

таб. 10-1 Упоредни приказ средњих вредности разлике и збира измерених момената мотора	114
таб. 10-2 Графо-аналитичка обрада измерених резултата у експерименту „E1“	126
таб. 10-3 Графо-аналитичка обрада измерених резултата у експерименту „E2“	137
таб. 10-4 Графо-аналитичка обрада измерених резултата у експерименту „E3“	154

1. УВОД

У области електромоторних погона последњих година посебно су наглашена истраживања у имплементацији нових технологија у регулисаним електромоторним погонима са циљем постизања веће технолошке и енергетске ефикасности кроз побољшање управљивости у регулисаним погонима.

Асинхрони кавезни мотори са повећаном класом енергетске ефикасности постали су стандард у индустријској пракси развијених земаља. Истовремено са развојем енергетски ефикаснијих асинхроних кавезних мотора, развој енергетске електронике и претварача учестаности омогућио је употребу асинхроних кавезних мотора у регулисаним електромоторним погонима који су раније реализовани са једносмерним моторима са независном побудом.

Скуп од више мотора који покрећу сложена постројења, а који су међусобно повезани преко технолошког процеса називамо вишемоторним погоном. За овакве системе мотора неопходно је обезбедити пре свега координацију рада ових погона у функцији потреба радног процеса. Такође, правилно одабране методе управљања могу обезбедити и повећање енергетске ефикасности постројења у целини, оптимизацијом расподеле оптерећења, коришћењем енергије кочења, или ефеката рекуперације енергије.

За реализацију савремених вишемоторних погона данас се користе претварачи учестаности који имају могућност умрежавања преко одговарајућих индустријских комуникацијских протокола, и интеграције у надређени управљачки систем који је флексибилан и отвореног типа према захтевима технолошког процеса.

Код вишемоторних погона поред повезаности погона преко процеса, често може да постоји и механичка спрега (повезаност) између појединих мотора. Уколико је при раду неопходно да брзина сваког од мотора буде контролисана или регулисана онда се овакав погон сматра вишемоторни регулисани погон.

Механичке спреге између мотора у оквиру једног вишемоторног погона могу бити различите. Од посебног интереса за проучавање и научна истраживања су механичке спреге са променљивом структуром.

У овом раду је обрађен један специфичан случај вишемоторног погона код кога је у току експлоатације структура механичке спреге променљива. Типични пример оваквог вишемоторног погона је двогусенични возни механизам који има примену на свим рударским машинама које имају гусеничне возне механизме на површинским коповима. На већим багерима двогусенични возни механизам покреће претоварни део багера, и има улогу помоћног возног механизма. Код багера мањих димензија двогусенични возни механизам представља главни погон за хоризонтално кретање.

Погон двогусеничних возних механизма је најзахтевнији вишемоторни погон на рударским машинама на површинским коповима. Код вожње по кружној путањи потребно је обезбедити кретања погона битно различитим брзинама, а тиме и моментима. Посебан проблем је и чињеница да се веза са тлом остварује преко гусеница, које у систему механичког преноса обртног момента имају значајне зазоре. Поред тога трасе кретања су неурбане са неравним и нехомогеним тлом.

Управљачким системом потребно је обезбедити једнаке брзине мотора у току кретања праволинијском путањом, док у току кретања по кружној путањи управљачки систем треба да обезбеди контролисано кретање са различитим брзинама мотора при различитим моментима оптерећења на појединим моторима.

Слично као и код других вишемоторних регулисаних погона, управљачки систем овог погона мора да има два нивоа, надређени управљачки ниво који управља вишемоторним погоном у целини, и подређени управљачки ниво за управљање појединим погонима. Сложеност надређеног управљачког система одређена је чињеницама да су погони у променљивој механичкој спреси, и да се захтевају значајно различите брзине појединих погона. Структура подређеног управљачког система зависи од самог претварача, тако де се целокупна управљачка структура мора томе прилагодити.

1.1. Уводна разматрања

У раду је приказан динамички модел двогусеничног возног механизма са асинхроним кавезним моторима који су повезани преко механичке спреге чија се структура мења у току рада. Динамички модел регулисаног вишемоторног погона двогусеничног возног механизма је сложен и састоји из више међусобно повезаних функционалних целина, а то су:

1. Управљачки део је функционална целина која садржи управљачки алгоритам за израчунавање референтних брзина које се прослеђују претварачима учестаности на основу задате средње брзине и полупречника кривине при кретању по кружној путањи.
2. Електрични део погона једне гусенице представља регулисани електромоторни погон са асинхроним кавезним мотором који се напаја из претварача учестаности. Разматрана је варијанта са претварачима учестаности са директном контролом момента (DTC) са интегрисаним регулатором брзине.
3. Механички део погона једне гусенице састоји се из редуктора и погонског точка који обезбеђују пренос обртног момента и трансформацију обртног кретања у праволинијско.
4. Механички део конструкције двогусеничног возног механизма састоји се из доње градње багера која повезује две гусенице. Доња градња багера се ослања посредством носача гусеница и самих гусеница на подлогу.

1.2. Кратак садржај и организација рада

Докторски рад је подељен у 12 поглавља, замишљених као тематски заокружене и међусобно повезане целине, презентоване у логичком редоследу који даје јасан увид предложених идеја и остварених резултата.

Прво поглавље је састављено од уводних разматрања, кратког садржаја и организације рада.

У другом поглављу дата је општа подела вишемоторних погона према врсти механичке спреге, са карактеристичним примерима из области регулисаних вишемоторних погона рударских машина на површинским коповима. Сви наведени примери који су дати ради илустрације различитих типова механичке спреге вишемоторних погона, практично су реализовани и имају индустријску примену. Затим, у овом поглављу представљене су основне управљачке шеме регулисаних вишемоторних погона према врсти механичке спреге.

У трећем поглављу описана је детаљно конструкција једне гусенице као основног елемента који чини погон гусеничних возних механизма. Приказана је и подела вишемоторних погона гусеничних возних механизма према величини рударских машина. Затим су у табеларној форми дате основне техничке карактеристике погонских група мотор-редуктор на гусеничним возним механизмима рударских машина које се најзаступљеније у експлоатацији на површинским коповима.

У четвртм поглављу је презентован преглед литературе из релевантних области везаних за проблематику управљања електромоторним погонима са посебним освртом на управљање вишемоторних погона који користе методу директне контроле момента. Други део овог поглавља даје преглед литературе и радова из области кинематике и динамике гусеничних возних механизма. Такође приказан је преглед литературе која се бави моделовањем интеракције тла са гусеницама.

У петом поглављу дефинисана је структура управљачког система за двогусенични возни механизам са надређеним управљачким алгоритмом. Дате су основне релације које описују кретање по кружној путањи двогусеничног возног механизма. Дефинисане су подужне и попречне компоненте релативних брзина према тлу у карактеристичним тачкама на обе гусенице у току кретања по кружној путањи.

Шесто поглавље посвећено је електричном делу регулисаног погона једне гусенице коју покреће асинхронни кавезни мотор напајан из претварача учестаности. У овом делу дате су основне

теоријске поставке за анализу динамике асинхроног мотора. Такође, описана је класична метода директне контроле момента асинхроног мотора.

У седмом поглављу детаљно су анализирани основне физичке појаве које имају доминантан утицај на прелазне процесе у току кретања двогусеничног возног механизма по кружној путањи. Посебно су анализирани додатне отпорне силе при кретању по кружној путањи. Разматран је њихов утицај у устаљеном стању и у току прелазних процеса. На основу кинематских релација и деформације тла смицањем апроксимирана је експоненцијална временска промена отпорних сила у току кретања по кружној путањи. Посебно је аналитички обрађен и утицај угаоне еластичне деформације конструкције на оптерећење појединачних погона. Детаљно је описан нелинеарни динамички модел спреге погонски точак - гусенична трака на једној гусеници који је урађен на основу нелинеарног динамичког модела спрезања једног пара зупчаника.

У осмом поглављу приказан је динамички модел двогусеничног возног механизма у нормализованом домену, као скуп диференцијалних и алгебарских једначина које описују динамичко понашање система на које утичу физички процеси дати у шестом и седмом поглављу.

У деветом поглављу описан је вишемоторни регулисани погон гусеничног возног механизма на површинском копу Дрмно на коме је извршена експериментална верификација модела. Описан је и коришћени савремени систем за мерење и аквизицију података у индустријским условима.

У десетом поглављу представљени су резултати који су добијени у три карактеристична експеримента. Са резултатима експеримената на дијаграмима су приказани и резултати добијени на динамичком моделу симулацијом остварених режима кретања у експериментима. У овом поглављу извршена је идентификација компоненти оптерећења на основу аналитичке обраде измерених тренутних вредности момената мотора и релација којима су ове компоненте дефинисане.

Једанаесто поглавље под називом „Закључак“ садржи сажет приказ резултата и доприноса који су остварени у овој дисертацији.

Дванаесто поглавље садржи листу коришћене литературе.

У циљу побољшања прегледности рада на крају су дати и следећи прилози:

Прилог.1 – Списак коришћених ознака.

Прилог.2 – Основне техничке карактеристике багера SRs – 400.

Прилог.3 – Динамички модел двогусеничног возног механизма, сл. 8.8.

Прилог.4 – Модификовани динамички модел двогусеничног возног механизма, сл. 10.14.

2. ВИШЕМОТОРНИ РЕГУЛИСАНИ ПОГОНИ

Под вишемоторним погонима се подразумевају погони који радећи заједно извршавају један технолошки процес, или део процеса. Уколико се при томе захтева контрола рада ових погона, базирана у основи на регулацији брзине обртања, онда су то вишемоторни регулисани погони. За већину ових погона је карактеристично да су са стране оптерећења механички повезани.

2.1. Подела вишемоторних погона

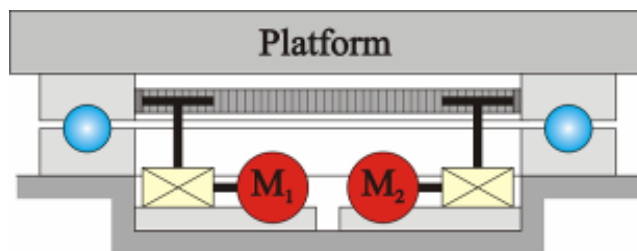
У овом поглављу биће дат упоредни приказ вишемоторних погона према врсти механичке спреге између појединачних погона. Примери који су коришћени за илустрацију одређене спреге реализовани су на вишемоторним погону рударских машина на површинским коповима.

2.1.1. Погони у крутој спреси

Код вишемоторних погона у крутој спреси, веза између мотора је остварена преко механичких трансмисионих склопова, и обично је у технолошком смислу нераскидива. Спрегнути мотори се врте истим, или различитим брзинама, али увек у истом односу који је трајно одређен механичким преносником, редуктором или мултипликатором. Преносници који се користе у оваквим погонима су са зупчастим преносима.

Овакве конфигурације срећемо у случајевима погона са великим инсталираним снагама, где из техничких или економских разлога, није било могуће реализовати погон са једним мотором.

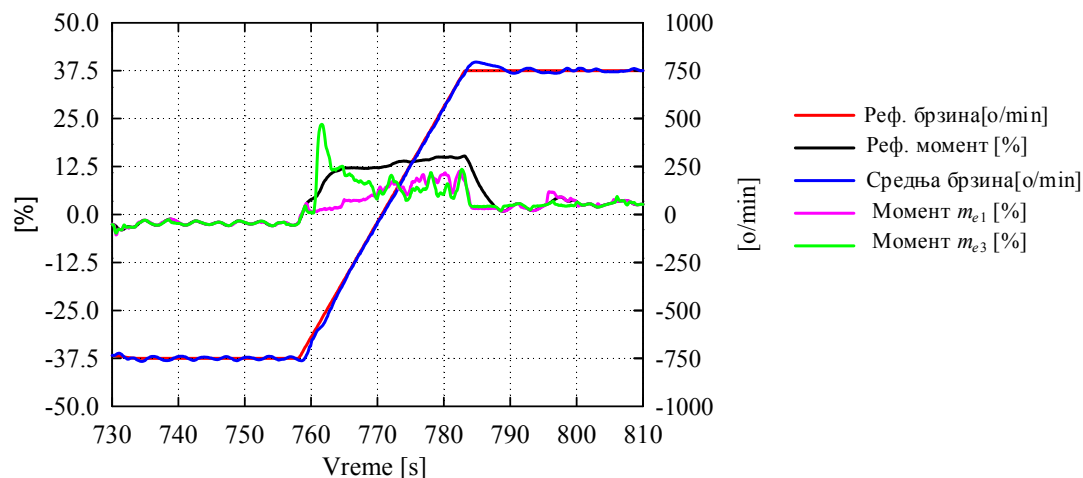
Карактеристичан пример оваквог погона, је погон кружног кретања платформе багера, какви се користе на површинским коповима. Платформа се ослања на доњи део багера, преко хоризонтално постављеног аксијалног кугличног лежаја, пречника од 10 до 20 m, у зависности од величине багера. Окретање платформе око вертикалне осе, остварује се преко система зупчаника, од којих је већи (чији је пречник истог реда величине као и пречник лежаја) постављен на платформи, а мањи је на вратилу погонског мотора, или одговарајућег редуктора. Принцип описаног покретања приказан је на сл. 2.1. Да би се платформа багера при окретању задржала у вертикалној оси, погон мора да се оствари са два, или три погонска мотора, распоређена по ободу великог зупчаника [Лит. 30].



сл. 2.1 Погон платформе ротационог багера SRs 2000

На сл. 2.2 приказан је снимљени карактеристични режим вишемоторног погона кружног кретања багера SRs 2000 кога чине три погонске групе мотор-редуктор. Овај режим рада погона окрета багера периодично се понавља и састоји се у промени смера погона окрета са кратким застојем при проласку кроз нулту брзину. [Лит. 30].

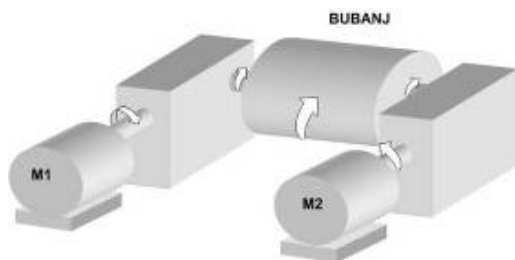
На сл. 2.2 се може видети да средња вредност брзине прати задату референтну брзину, док моменти појединих мотора прате референтни моменат који генерише надређени регулатор средње брзине погона са малим одступањем. Ово одступање је последица стања у коме интерни регулатори брзине појединих претварача преузимају контролу брзине. На овај начин се постиже одржавање задате брзине и код већих зазора у преносима.



сл. 2.2 Промена смера погона окрета на багеру SRs2000

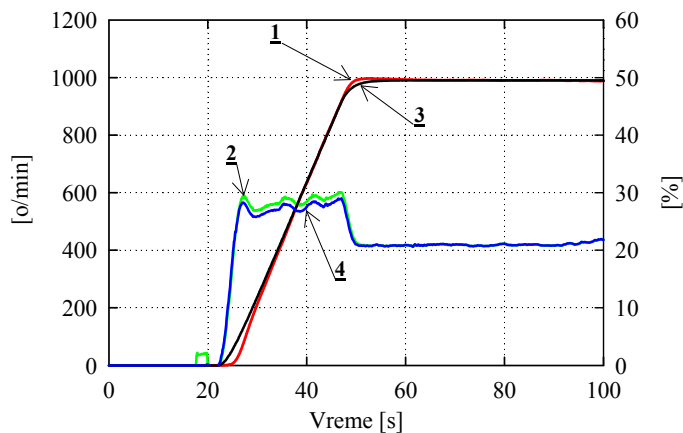
Такође на сл. 2.2 може се уочити промена смера кружног кретања багера без заустављања на нултој брзини. Асинхрони кавезни мотори и при нултој брзини развијају потребан момент, и обезбеђују континуалну контролу брзине. Овим је обезбеђена промена смера без заустављања и спуштања кочница, чиме се у обради подетаже повећава временско искоришћење машине. Крута механичка спрега је остварена преко великог зупчаника и три мала погонска зупчаника.

На сл. 2.3 приказан принцип двомоторног погона траке са крутом механичком спрегом преко погонског бубња, [Лит. 31].



сл. 2.3 Два круто спрегнута погона преко погонског бубња

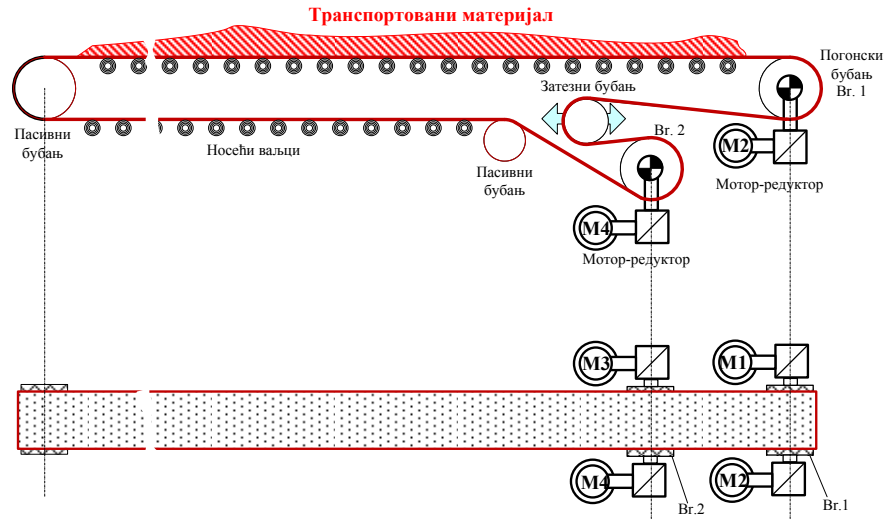
На трачном транспортеру угљеног система копа Дрмно који је реализован са фреквентно регулисаним погонима, извршена су снимања карактеристичних величина у режимима поласка. Транспортер је пуштен у рад само са два погонска мотора, с обзиром на малу дужину траке. На сл. 2.4 приказани су референтна брзина, брзина и момент мотора М1, као и момент мотора М2. Управљачки систем остварује равномерну расподелу момената захваљујући крутој механичкој спрези два мотора посредством погонског бубња.



сл. 2.4 Снимљене величине при поласку погонског бубња са сл. 2.3

2.1.2. Погони у еластичној спрузи

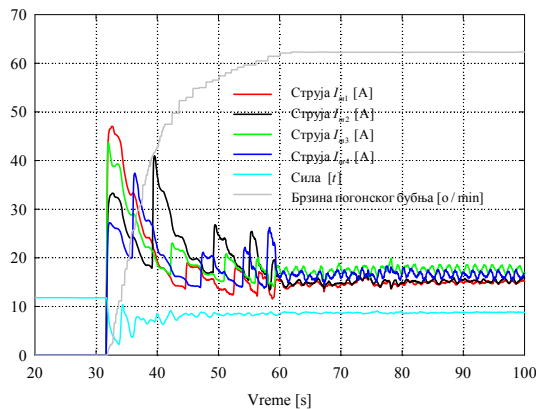
Примери еластично спрегнутих погона су погони повезани преко екстремно дугих вратила, ланца или каишева, где увијање и истезање долази до изражаја. Међутим, са практичне тачке гледишта, много интересантнији су погони код којих је механичка спрега остварена преко материјала који се обрађује или транспортује. На површинским коповима специфичан пример вишемоторног погона у еластичној спрузи су трачни транспортери са два погонска бубња који покрећу гумену транспортну траку. Еластична спрега два погонска бубња је остварена преко гуме траке одговарајућих карактеристика.



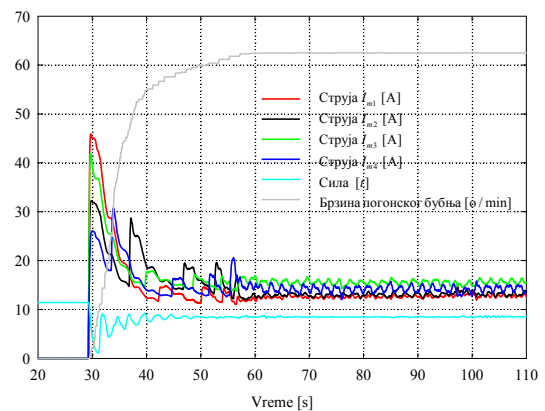
сл. 2.5 Вишемоторни погон трачног транспортера са еластичном спрузом два погонска бубња

Мотори М1 и М2 покрећу преко механичке трансмисије погонски бубањ бр.1 и међусобно се налазе у крутој спрузи. Такође и погони М3 и М4 се налазе у крутој спрузи преко својих редуктора и погонског бубња бр.2. Преко гуме траке која служи за транспорт материјала мотори погонског бубња бр.1 еластично су спрегнути са моторима погонског бубња бр.2.

У циљу анализе вишемоторног погона трачног транспортера извршена су снимања карактеристичних величина на погонској станици J-I-1, на копу „Дрмно“. Добијени резултати су приказани на дијаграмима сл. 2.6 и сл. 2.7. Погонска станица J-I-1 има четири погонска мотора на два погонска бубња [Лит. 32].



сл. 2.6 Измерене струје мотора, брзина и сила затезања на погонској станици J-I-1 при кретању пуне траке



сл. 2.7 Измерене струје мотора, брзина и сила затезања на погонској станици J-I-1 при кретању празне траке

Са дијаграма на сликама сл. 2.6 и сл. 2.7 могу се уочити карактеристичне промене струје мотора у току искључења појединих сегмената отпорника упуштача. Врло битан је дијаграм силе затезања у траци, на коме се виде промене силе у току поласка које су проузроковане скоковитим променама момента при „прекраћивања“ отпорника упуштача. Код кретања празне траке осцилације силе затезања су више изражене, него код пуне траке, што је последица амортизационог ефекта који прави терет на траци. Овде треба нагласити да сила затезања у гуменој траци представља веродостојну физичку величину која указује на еластичну природу спреге између две групе мотора на погонским бубњевима.

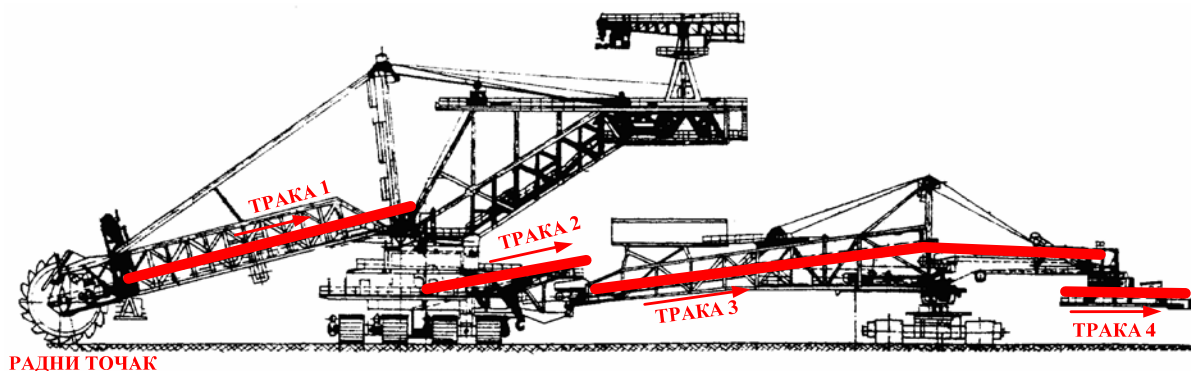
2.1.3. Погони у пластичној спрези

Погони у пластичној спрези повезани су преко материјала који се обрађује, и који се у току обраде пластично деформише. На пример, то су погони за ваљање у топлим ваљаоницама, где се обрада врши пресовањем, не истезањем, или погони папир машина у почетним фазама израде папира, док је трака веома влажна.

На површинским коповима нема типичних примера погона који су у пластичној спрези.

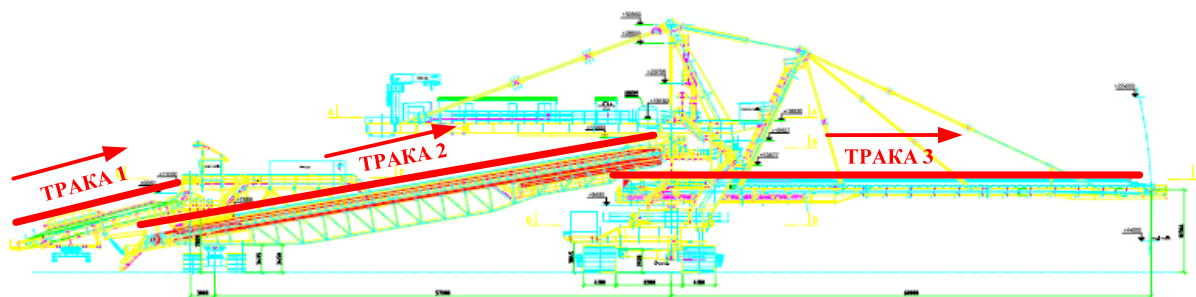
2.1.4. Механички неспрегнати погони

У ову групу спадају погони који нису у механичкој спрези, али у технолошком смислу јесу, наиме од координације њиховог рада зависи успешно обављање процеса. Погони трака на багеру су пример неспрегнутих погона на рударским машинама за копање материјала.



сл. 2.8 Механички неспрегнати погони трака на багеру SRs 2000

Погони трака на одлагачу су типичан пример неспрегнутих погона на рударским машинама за одлагање материјала.



сл. 2.9 Механички неспрегнати погони трака на одлагачу ARs 2000

2.1.5. Погони на променљивом структуром механичке спреге

Примери вишемоторних погона са променљивом механичком спрегом су погони гусеничних возних механизма рударских машина на површинским коповима који се крећу по праволинијским и кружним путањама, у зависности од потребног маневрисања. Један од најзаступљенијих гусеничних возних механизма у пракси је двогусенични возни механизам, на чијем примеру ће се објаснити променљива структура механичке спреге.

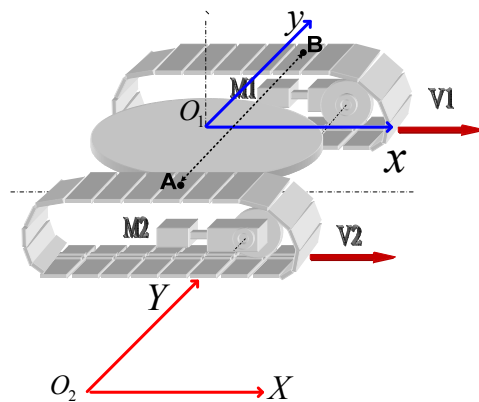
Код двогусеничног возног механизма структура механичке спреге варира у зависности од режима рада. У току праволинијског кретања (сл. 2.10), при једнаким брзинама мотора погони гусеница нису у механичкој српези, промене оптерећења једног погона не утичу на промену оптерећења другог погона. При овом кретању са једнаким брзинама, расподела оптерећења мотора зависи од расподеле укупне масе вертикалног терета. У даљој анализи механичке спреге усваја се претпоставка да је расподела вертикалног терета симетрична, односно да су при праволинијском кретању двогусеничног возног механизма моменти оптерећења мотора једнаки.

При кретању двогусеничног возног механизма по кружној путањи, које се остварује са различитим брзина мотора (сл. 2.11), поред симетричне расподеле вертикалног терета моменти оптерећења мотора се значајно разликују. У току овог режима рада са различитим брзинама, погони су спрегнути са једне стране преко конструкције, док су са друге стране спрегнути преко подлоге, услед деловања додатних отпорних сила које су последица деформација тла при кретању по кружној путањи. У току описаног кретања промена оптерећења једног погона утиче на промену оптерећења другог погона.

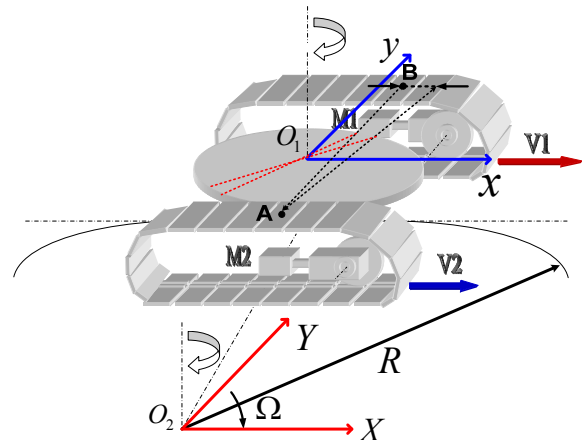
Структура механичке спреге варира од механички неспрегнутих погона при једнаким брзинама мотора, до механички спрегнутих погона преко конструкције и тла при кретању различитим брзинама. Утицај спреге преко конструкције и спрезања преко тла је променљив и зависи од више фактора који ће бити детаљно образложени у поглављу 7.

У циљу описивања појма „променљива структура механичке спреге“ код гусеничних возних механизма употребљени су основи кинематике кретања крутог тела. Круто тело је по дефиницији скуп материјалних тачака чије ја међусобна удаљеност увек иста. Такође, идеално круто тело се не деформише када на њега делују спољне силе. Што значи да се свако реално круто тело деформише при деловању спољних сила.

Са аспекта кинематике крутог тела, кретање двогусеничног возног механизма спада у планарно кретање крутог тела [Лит. 25]. Кретање се остварује у референтном систему XO_2Y , у равни која је везана за подлогу (сл. 2.10). Промене растојања између две тачке на крутом телу посматрају се у односу на референтни систем xO_1y који је везан за конструкцију (сл. 2.10). Референтни систем xO_1y креће се истом брзином као и тежиште возног механизма односу на референтни систем XO_2Y .



сл. 2.10 Транслаторно кретање двогусеничног возног механизма



сл. 2.11 Кретање по кружној путањи двогусеничног возног механизма

Гусенични возни механизам са две гусенице које покрећу два асинхрона кавезна мотора представља реално круто тело које врши планарно кретање. Планарно кретање крутог тела, у једној равни подлоге, може бити транслаторно, обртно око осе ротације и суперпозиција транслаторног и обртног кретања.

Транслаторно кретање у односу на координатни систем XO_2Y остварује се једнаким брзинама гусеница (сл. 2.10). Растојање између било које две материјалне тачке на гусеницама које се крећу истом брзином и прелазе једнаке путеве остаје непромењено.

Са аспекта вишемоторних погона, спрега између два електромоторна погона се дефинише као утицај разлике пређених путева на појединачна оптерећења мотора. При једнаким брзинама мотора не постоји разлика пређених путева, тако да нема међусобног утицаја на промену оптерећења појединачних погона и погони нису у механичкој спреси.

Два електромоторна погона при праволинијском кретању двогусеничног возног механизма спадају у групу механички неспрегнутих погона. Међутим они су у технолошком смислу повезани јер од координације њиховог рада зависи успешно кретање праволинијском путањом.

Обртно кретање око осе ротације која пролази кроз координатни почетак непокретног референтног система XO_2Y представља кретање по кружној трајекторији са полупречником путање R . Ово кретање се добија суперпозицијом транслаторног кретања у односу на референтни систем XO_2Y и обртног кретања око вертикалне осе која пролази кроз координатни почетак покретног референтног система xO_1y који се креће средњом брзином возног механизма.

При кретању по кружној путањи дијаметрално супротни делови (гусенице) једног крутог тела крећу се различитим брзинама. При појави кретања различитих делова једног крутог тела различитим брзинама долази до промене међусобног положаја између две материјалне тачке које припадају тим деловима. Ово значи да у току кретања по кружној путањи није исто растојање између две материјалне тачке које припадају једном истом крутом телу.

Као илустрација ове појаве посматра се међусобно растојање између две материјалне тачке на возном механизму од којих се једна налази на гусеничној плочи спољашње гусенице, док је друга на гусеничној плочи унутрашње гусенице (сл. 2.11). Међусобни положај две посматране материјалне тачке је промењен при кретању по кружној путањи полупречника R услед различитих брзина гусеница. Како су гусенице међусобно повезане преко конструкције то ова разлика пређених путева гусеница проузрокује угаону еластичну деформацију конструкције.

У овом случају механичка спрега два електромоторна погона двогусеничног возног механизма добија и еластичну природу која се огледа у променљивој угаоној еластичној деформацији конструкције. Промена угаоне еластичне деформације зависи од више фактора, као што су: врста материјала од којег израђена конструкција, начин ослањања горње градње багера на возни механизам, трења према подлози, разлика брзина гусеница, средња брзине транспорта и затегнутости гусеничних плоча. Након престанка деловања разлике брзина, односно престанка кретања по кружној путањи растојање између посматраних тачака постепено се враћа на првобитну вредност.

У случају гусеничних возних механизма механичка спрега се остварује једним делом преко конструкције и другим делом преко подлоге. Променљивост спреге је условљена додатно и утицајем тла на кретање.

Поред описаних појава сложеност природе механичке спреге додатно увећавају велики зазори у механичком спрезању зубаца погонског точка и стазе пасивних точка гусенице. Променљивост појединих компоненти механичке спреге зависи од режима кретања, услова подлоге који се мењају на непредвидив начин и система преноса обртног момента. Све наведене физичке појаве које чине механичку спрегу променљивом и сложеном одражавају се на оптерећења асинхроних кавезних мотора који покрећу погонске тачкове возног механизма.

2.2. Управљачке шеме вишемоторних погона

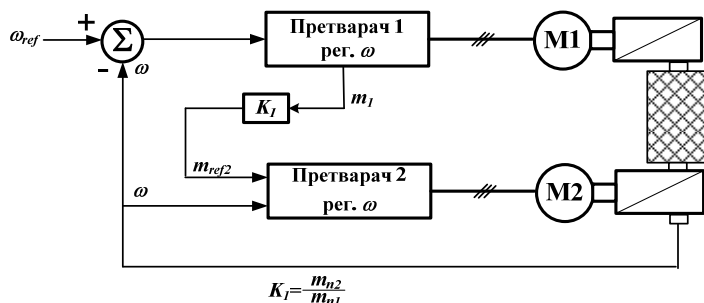
Два или више електромоторних погона који заједно раде у оквиру једног технолошког процеса су врло често у механичкој спрузи, директно преко трансмисионих механизма, или преко самог технолошког процеса. Код управљања овим погонима захтева се одржање задатих брзина, и расподеле оптерећења сразмерно могућностима погона. Да би се извршили постављени захтеви потребно је одабрати одговарајући алгоритам управљања. Структура управљачког алгоритма зависи од врсте механичке спреге, технолошких захтева, и од расположивог хардвера.

Регулисани једномоторни погони са асинхроним мотором се по правилу напајају из претварача учестаности, што наравно важи и за вишемоторне регулисане погоне са асинхроним моторима. Примери који су коришћени за илустрацију управљачког алгоритма односе се на вишемоторне погона рударских машина на површинским коповима.

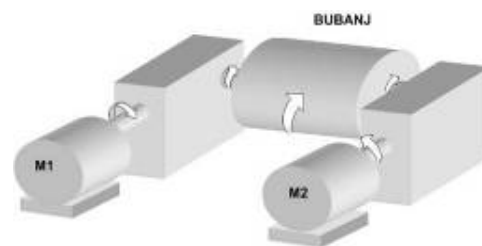
2.2.1. Управљачке шеме механички круто спрегнутих погона

У овом делу биће у најкраћем описане управљачке шеме за вишемоторне регулисане погоне код који раде механички круто спрегнути.

Вишемоторни регулисани погон са погонским бубњем и два асинхрона кавезна мотора је најчешће заступљена конфигурација (сл. 2.13) код погона транспортних трака на рударским машина. Код погона са моторима средњих и већих снага где се користе независни претварачи за сваки мотор, расподела оптерећења се обезбеђује путем регулационог подсистема, тако да сваки мотор даје део од укупно потребног момента, а сразмерно његовим могућностима. Заједнички регулатор брзине одређује потребну вредност укупног референтног момента [Лит. 31].



сл. 2.12 Регулација оптерећења код погона у крутој механичкој спрузи са једним сензором брзине



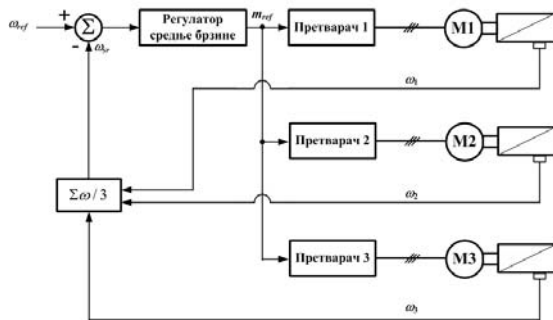
сл. 2.13 Два круто спрегнута погона преко погонског бубња

Један од претварача ради у затвореној регулационој петљи по брзини, а други у регулационој петљи по моменту. Информација о брзини, према сл. 2.12, уводи се у оба претварача, с тим што код првог она има улогу информације о величини која се регулише, а код другог се користи за израчунавање момента мотора.

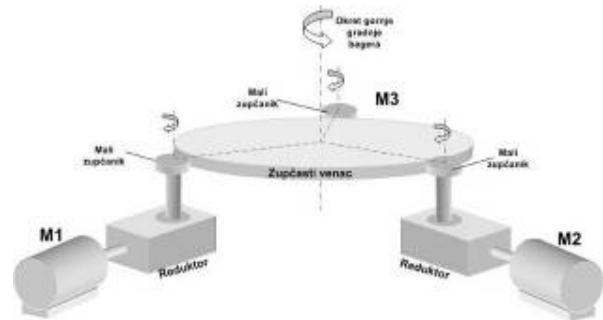
Погонска група мотор-редуктор за кружно кретање багера преноси обртни момент са мотора на мали излазни погонски зупчаник редуктора чији број обртаја утиче на брзину кружног кретања обртне горње градње (сл. 2.15). Број погонских група код вишемоторног погона окрета багера већих димензија је најчешће три. Код погона окрета багера SRs 2000 постоје три погонске групе које преко три мала зупчаника покрећу зупчasti венац великог зупчаника на који се преко аксијалног кугличног лежаја ослања горња градња багера [Лит. 30].

Због потребе за честим променама смера, остваривањем сложених управљачких алгоритама, нпр. алгоритам $1/\cos\alpha$, управљачке карактеристике погона окрета багера су врло захтевне. Посебан проблем представља чињеница да због честих промена смера, кочења и убрзања, механички склопови погона, редуктори, погонски зупчаници и зупчasti венац, раде у екстремно тешким условима. Вишемоторном погону окрета багера неопходна је координација рада између појединих мотора, пре свега расподела оптерећења. Због наведених чињеница овај погон је увек реализован као регулисани погон.

Управљачки систем вишемоторног погона окрета (сл. 2.14) има надређени степен, који регулише средњу брзину свих погона заједно, и подређени степен који чине регулатори сваког од погона. Надређени регулатор је интегрисан у оквиру управљачког система целе машине, или се користе посебне управљачке јединице, које су у комуникацији са управљачким системом машине, са једне стране, и са претварачима у погону са друге стране.



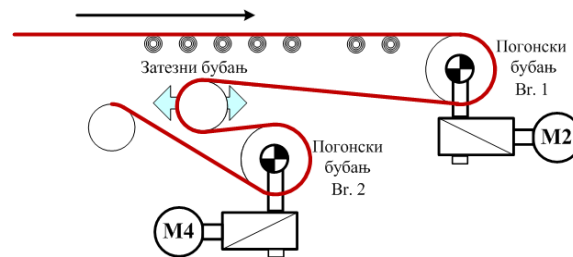
сл. 2.14 Упростили функционални блок система управљања погона окрета



сл. 2.15 Крута механичка спрега три мотора погона окрета багера SRs 2000

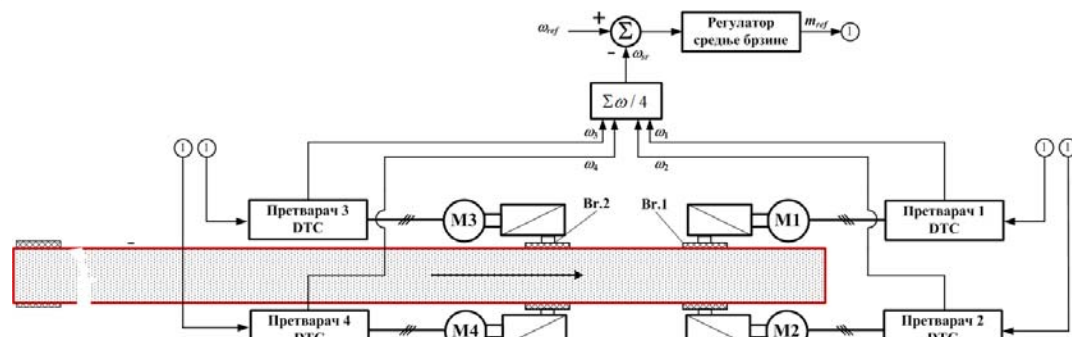
2.2.2. Управљачке шеме код погона са еластичном спрегом

На површинским коповима пример вишемоторног погона у еластичној спреси су трачни транспортери са два погонска бубња који покрећу гумену траку. Еластична спрега два погонска бубња је остварена преко гумене траке одговарајућих карактеристика [Лит. 31]. Сила затезања траке је мера еластичности спреге два погонска бубња. Механичка спрега два бубња остварена је гуменом траком којом се транспортује материјал. У зависности од количине материјала и брзине кретања траке мења се вредност силе затезања. Непосредно пре кретања трачног транспортера потребно је силу затезања подесити на одређену вредност (сл. 2.16). Након завршетка процеса покретања и успостављања константне брзине сила затезања пада на мању вредност.



сл. 2.16 Затезање траке помоћу затезног бубња

На транспортеру који реализован са фреквентном регулацијом кавезних асинхроних мотора на површинском копу Дрмно структура управљања погонима је са регулатором брзине, који регулише средњу брзину погона, и реализује се у оквиру надређеног управљачког система PLC. Излаз из овог регулатора је референтни моменат, и прослеђује се паралелно свим претварачима, који раде у режиму директне контроле момента.

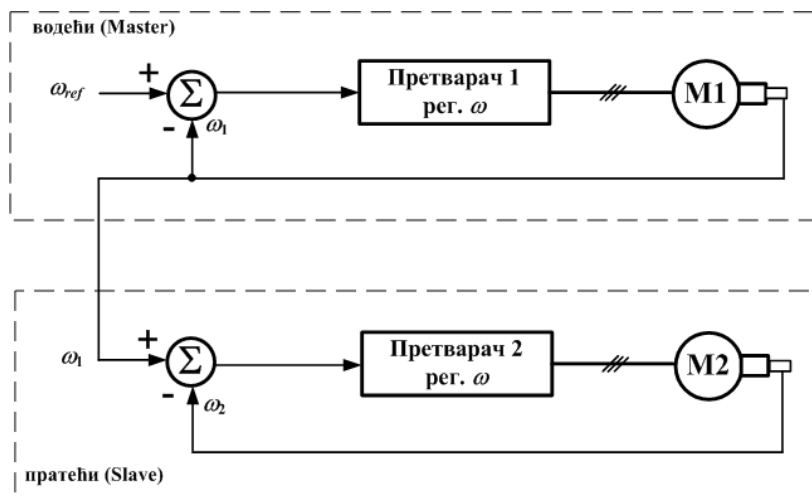


сл. 2.17 Управљачки систем трачног транспортера са претварачима учестаности

2.2.3. Управљачки алгоритам „Master – Slave“

Конфигурација управљања „Master – Slave“ користи се код двомоторних погона када два идентична мотора покрећу једно заједничко оптерећење преко кога су механички круто спрегнути [Лит. 10]. Ово је случај са погонима код којих због просторних услова не може један мотор да покреће оптерећење.

У овој управљачкој структури (сл. 2.18) претварач 1 се проглашава за водећи (Master), док је претварач 2 дефинисан као пратећи (Slave). Оба претварача раде у режиму управљања по брзини, при чему се разликује метода задавања референтне брзине за појединачне погоне. Задата брзина двомоторног погона прослеђује се као референтна величина претварачу који има улогу водећег у вишемоторном погону (сл. 2.18). Стварна брзина водећег погона служи као референтна брзина за пратећи погон. Као последица оваквог начина генерисања референтних величина било какав поремећај оптерећења или промена референтне брзине водећег погона утиче директно на пратећи погон. Насупрот овоме, поремећај оптерећења на пратећем погону не одражава се на водећи погон већ само утиче на брзину пратећег погона.



сл. 2.18 Блок дијаграм управљачког алгоритма „Master – Slave“

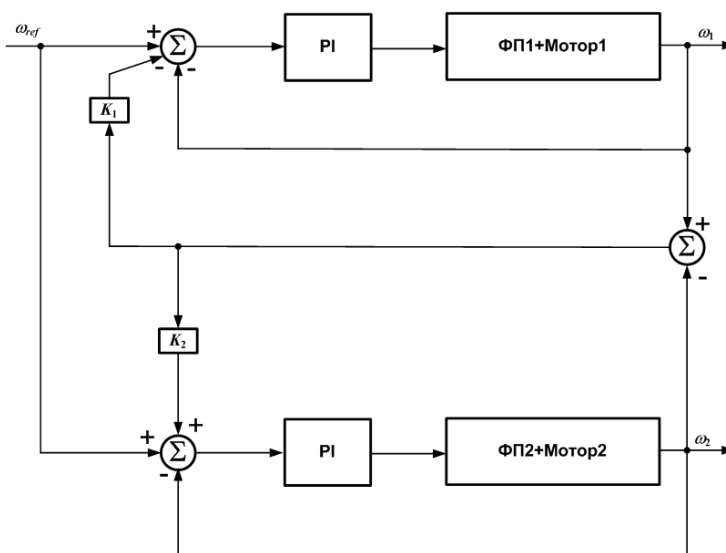
Овакав управљачки алгоритам је непримењив код двогусеничног возног механизма који има променљиву механичку спрегу, при чему се момент оптерећења значајно мења на сваком појединачном погону у зависности од режима кретања. Проглашавањем било којег погона за водећи а другог за пратећи погон код двогусеничног возног механизма, не може се остварити управљачка структура која обезбеђује поуздан рад при различитим оптерећењима на појединим погонима.

Промене оптерећења на пратећем погону не утичу на адекватну промену референце која се прослеђује са водећег погона, јер водећи погон „не види“ промену оптерећења на другом пратећем погону. Велика оптерећења на пратећем погону довела би до неусаглашености између потребне референце пратећег погона и референце која стиже са водећег погона.

2.2.4. Управљачки алгоритам са међуспрегом

Управљачки алгоритам са међуспрегом (сл. 2.19) користи се код двомоторних погона код којих два идентична мотора покрећу оптерећење преко кога су механички круто спрегнути уз могућност расподеле оптерећења [Лит. 10].

Значајна побољшања у односу на „Master – Slave“ алгоритам управљања могу се остварити са међусобним спрезањем регулационих петљи преко повратне везе релативне грешке брзине. На овај начин омогућено је сваком погону да делује на релативну грешку регулисане величине. Повратна веза релативне грешке брзине погона према сваком регулатору омогућује одзив једног погона на промену оптерећења код другог погона.



сл. 2.19 Блок дијаграм управљачког алгоритма са међуспрегом

Појачања K_1 и K_2 у повратним гранама могу се подесити да одреде утицај повратне везе по грешци брзине на појединачне поgone. Овај управљачки алгоритам дозвољава да сваки од погона реагује на промену оптерећења која потиче од другог погона, спречавајући већу грешку у односу на „Master – Slave“ управљачки алгоритам.

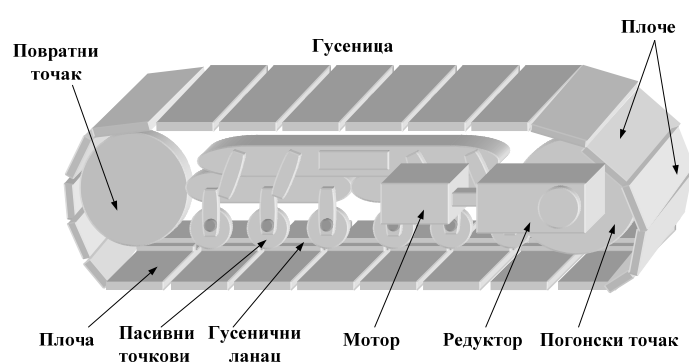
Поред наведених предности у односу на „Master – Slave“ управљачки алгоритам, овај управљачки алгоритам је такође непримењив код двогусеничног возног механизма који има променљиву механичку спрегу, при чему се референтне брзине значајно разликују на сваком појединачном погону при кретању по кружној путањи.

3. ГУСЕНИЧНИ ВОЗНИ МЕХАНИЗМИ НА РУДАРСКИМ МАШИНАМА

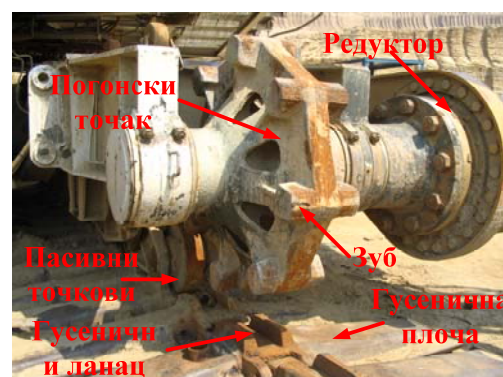
Гусенични возни механизми код рударских машина на површинским коповима представљају пример вишемоторних погона са променљивом механичком спрегом. Погон гусеничног возног механизма рударских машина има основну функцију да покреће погонски точак (сл. 3.1) и његовим кретањем се машина повлачи преко гусеничног ланца који лежи на тлу [Лит. 20]. На основу прегледа техничких карактеристика погона транспорта на рударским машинама, које су испоручиване у нашим рудницима угља са површинском експлоатацијом, могу се запазити одређене особености електромоторних погона гусеничних возних механизма.

3.1. Опис конструкције једне гусенице

Променљиву механичку спрегу двогусеничног возног механизма, која је описана у одељку 2.1, додатно усложњава механичка трансмисија обртног кретања излазног вратила редуктора у праволинијско кретање гусенице. Овај механички пренос се врши преко тзв. "погонског точка" на чијем се ободу налазе зупци помоћу којих се врши спрезање две суседне металне плоче (сл. 3.2). Главни елементи гусеничног возног механизма чине: погонски точак, гусеница, гусенични ланац, пасивни точкови и повратни точак, као на сл. 3.1.



сл. 3.1 Конструкција гусенице са погонском групом мотор - редуктор



сл. 3.2 Изглед погонског точка и гусенице у току поправке погона транспорта

Гусеница служи за ослањање на тло и стварање металног пута, по којем се крећу пасивни точкови [Лит. 20]. Гусеница је састављена од гусеничних плоча (папуча) које су повезане помоћу гусеничног ланца. Гусеница има велику површину и има улогу да пренесе тежину машине преко пасивних точкова на тло посредством веће површине. Велика додирна површина налегања обезбеђује мањи специфични притисак на тло и већу прилагодљивост носивости подлоге по којој машина треба да се креће. Гусенични ланац састоји се од појединих чланака који су спојени са плочама (папучама) и заједно чине металну стазу по којој се крећу пасивни точкови. Пасивни точкови преносе оптерећење на гусенични ланац и обављају кретање преко гусеничног ланца.

На сл. 3.2 приказана је растављена гусеница која је положена на тло у току ремонта погона транспорта багера SRs 1300. На слици се јасно види пасивни точак који се креће по металном путу кога чине чланци гусеничног ланца. Поред функције повезивања гусеничних плоча у гусеницу гусенични ланац служи за пренос вучне силе са погонског точка на гусеницу. Механичка трансмисија ког гусеничног транспорта, поред редуктора као механичког преносника има и погонски точак који врши пренос обртног момента на гусенични ланац. У овом делу механичког система преноса постоје велики зазори у току спрезања и распрезања зубаца погонског точка са чланцима гусеничног ланца.

У току кретања увек један зубац почиње спрезање две суседне плоче, док други почиње распрезање две њему суседне плоче. Тренутци почетка спрезања и распрезања на појединим гусеницама никада нису исти, и зависе од многих фактора као што су: брзина транспорта, врста подлоге, нагиб подлоге, начин кретања транспорта (кретање по кружној линији), положај катарке радног точка, квалитета подмазивања површина, затегнутости гусеница и др.

Редуктор као први део механичког преноса обезбеђује круту механичку спрегу погона гусеница. Међутим, због постојања погонског точка као другог дела система механичког преноса и начина његовог спрезања са гусеницом, крута веза коју одређује редуктор постаје променљива у

времену и зависна од више фактора. У току прелазног процеса спрезања и распрезања зуба на погонском точку пораст и опадање момента оптерећења мења се на унапред непредвидив начин. Такође су промене момента оптерећења различите за сваки пар зубаца који се спреже и распреже. Све описане појаве код преноса момента са погонског точка на гусеницу одређују да механичка спрега буде променљива са стохастичком природом.

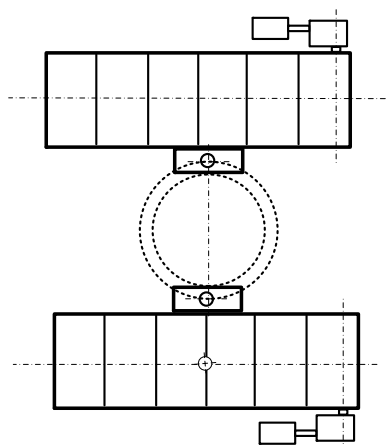
Основна подела вишемоторних погона транспорта је према броју гусеница, који зависи од величине машине, односно од њене масе. Број гусеница, као и њихова површина зависи од специфичног притиска који се остварује између гусеничне папуче и подлоге, при чему је главни критеријум дозвољена носивост тла по коме ће се машина кретати.

3.2. Подела вишемоторних погона гусеничних возних механизма

Према броју гусеница вишемоторни погони гусеничних возних механизма деле се на две групе:

- Са две гусенице
- Са три, шест и више гусеница

Погони гусеничних возних механизма са две гусенице примењују се код рударских машина мањих димензија и масе [Лит. 20].



сл. 3.3 Шема двогусеничног возног механизма

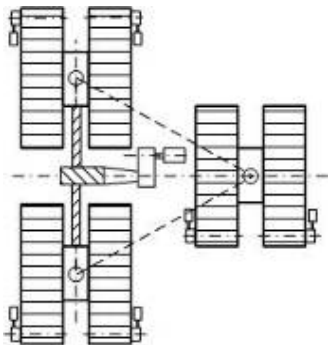


сл. 3.4 Фотографија багера SRs 400 на угљу

Код багера и одлагача мањих димензија и тежине погон транспорта је реализован као двомоторни са две гусенице (сл. 3.3). Погон транспорта претоварног дела багера и одлагача већих димензија и маса такође је реализован као двомоторни. На сл. 3.4 приказана је фотографија багера SRs 400 на угљеном систему површинског копа Дрмно. На приказаној фотографији уоквирена је доња градња багера, на којој се види једна гусеница са својом погонском групом мотор-редуктор.

Стари вишемоторни погони са две гусенице на рударским машинама чије су масе мање од 500 t били су реализовани са асинхроним мотором са намотаним ротором који се покреће помоћу роторског упуштача. У току покретања двогусеничног транспорта са асинхроним моторима са роторским упуштачем, након завршетка процеса упуштања и достизања номиналне брзине, брзина погона није мењана. Праволинијско кретање је вршено само константном брзином. Вожња по кружној путањи вршена је искључивањем једног мотора са напајања, при чему је био укључен само мотор друге гусенице. У току овог режима кретања мотор у раду изложен је значајним механичким оптерећењима, што је захтевало одговарајуће мере при пројектовању машинског и електро дела погона.

Погони гусеничних возних механизма са три и шест гусеница примењују се код рударских машина већих димензија и маса [Лит. 20]. Вишемоторни погони гусеничних возних механизма са више од две гусенице примењују се на рударским машинама чије су масе веће од 500 т. На сл. 3.6 приказана је фотографија багера SRs 1300 са површинског копа Дрмно за откоп јаловине. На приказаној фотографији могу се уочити четири од шест гусеница вишемоторног погона транспорта.



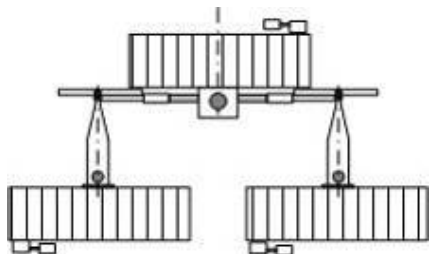
сл. 3.5 Шест гусеница-Багер SRs 1300



сл. 3.6 Фотографија багера SRs 1300 на јаловини, површински коп Дрмно

На багеру SRs 1300 на површинском копу Дрмно уграђен је вишемоторни погон транспорта са регулацијом брзине помоћу претварача учестаности. Погон транспорта багера SRs 1300 чине шест асинхроних мотора и шест претварача учестаности са независним исправљачким и инверторским јединицама. Претварачи учестаности су подељени у две групе. Једносмерна међукола сваке групе од три претварача повезана су на заједничко једносмерно међуколо, на које је преко чопера повезан кочиони отпорник.

На сл. 3.8 приказана је фотографија одлагача ARs 2000 са површинског копа Дрмно за одлагање јаловине. На приказаној фотографији могу се уочити две од три гусеница вишемоторног погона транспорта.



сл. 3.7 Три гусенице –Одлагач ARs 2000



сл. 3.8 Доња градња одлагача ARs 2000

На одлагачу ARs 2000 на површинском копу Дрмно уграђен је вишемоторни погон транспорта са регулацијом брзине помоћу претварача учестаности. Погон транспорта одлагача чине три асинхрона мотора и три претварача учестаности са независним исправљачким и инверторским јединицама. Једносмерна међукола претварача повезана су на заједничко једносмерно међуколо, на које се преко чопера укључује кочиони отпорник.

3.3. Примери погонских група гусеничног транспорта

На сликама од сл. 3.9 до сл. 3.14 дат је приказ погонских група гусеничног транспорта на роторним багерима површинских копова у басенима "Костолац" и "Колубара".

Багер SRs 2000.28/3 – ПК "Дрмно", (6+2 погонске групе)



сл. 3.9 Погонска група транспорта багера SRs 2000.28/3

- Асинхрони мотор:
 - напон 400 V,
 - струја 195 A,
 - снага 110 kW.
- Петостепени конусно-цилиндрични редуктор :
 - снага 60 kW,
 - при улазном броју обртаја 987 o/min,
 - преносни однос 850,
 - маса 12.400 kg,
 - обртни момент: 850.000 Nm.

Багер SRs 1300.26/5 – ПК "Дрмно", (6+2 погонске групе)



сл. 3.10 Погонска група транспорта багера SRs 1300.26/5

- Асинхрони мотор :
 - напон 400 V,
 - струја 139,5 A,
 - снага 75 kW.
- Тростепени пужно-планетарни редуктор:
 - снага 75 kW,
 - при улазном броју обртаја 985 o/min,
 - преносни однос 836,
 - маса 4.358 kg,
 - обртни момент: 570.000 Nm.

Багер SchRs 800.15/1.5 – ПК "Дрмно" (2 погонске групе)



сл. 3.11 Погонска група транспорта багера SchRs 800.15/1.5

- Асинхрони мотор:
 - напон 380 V,
 - струја 176 A,
 - снага 90 kW.
- Затворени пужно-планетарни редуктор:
 - снага 90 kW,
 - при улазном броју обртаја 1.000 o/min,
 - преносни однос 522,
 - маса 4.040 kg,
 - обртни момент: 420.000 Nm.

Багер SRs 470.17/1.5 – ПК ”Дрмно” (2 погонске групе)



- асинхрони мотор:
 - напон 380 V,
 - струја 184 A,
 - снага 90 kW;
- петостепени конусно-цилиндрични редуктор:
 - снага 65 kW,
 - при улазном броју обртаја 970 o/min,
 - преносни однос 1080,
 - маса 17 885 kg;
 - обртни момент: 900 000 Nm.

сл. 3.12 Погонска група транспорта багера SRs 470.17/1.5

Багер SRs 400.14/1 – ПК ”Ђириковац”, (2 погонске групе)



- Асинхрони мотор:
 - напон 380 V,
 - струја 139 A,
 - снага 75 kW.
- Тростепени пужно-планетарни редуктор:
 - снага 75 kW,
 - при улазном броју обртаја 1000 o/min,
 - преносни однос 851,
 - маса 4.350 kg,
 - обртни момент: 450.000 Nm.

сл. 3.13 Погонска група транспорта багера SRs 400.14/1

Багер SRs 470.20/3 – ПК ”Ђириковац”, (2 погонске групе)



- Асинхрони мотор:
 - напон 380 V,
 - струја 180 A,
 - снага 90 kW.
- Петостепени конусно-цилиндрични редуктор:
 - снага 73 kW,
 - при улазном броју обртаја 970 o/min,
 - преносни однос 1.110,
 - маса 15.500 kg,
 - обртни момент: 750.000 Nm.

сл. 3.14 Погонска група транспорта багера SRs 470.20/3

4. ПРЕГЛЕД ЛИТЕРАТУРЕ

У овом поглављу дат је преглед литературе из области регулисаних електромоторних погона са асинхроним кавезним мотором који се управљају по методи директне контроле момента, са посебним нагласком на регулисане вишемоторне погоне на површинским коповима угља.

Стратегија директне контроле момента асинхроног мотора због својих предности актуелна је са становишта примене у индустријској пракси и у смислу даљег усавршавања. У овом поглављу дат је преглед коришћене литературе из ове области регулисаних електромоторних погона.

Други део овог поглавља даје преглед литературе и радова из области кинематике и динамике гусеничних возних механизма. Такође приказан је преглед литературе која се бави моделовањем интеракције тла са гусеницама.

У поглављу „Литература“ дата је листа наслова радова и књига који су цитирани или употребљени у овом раду.

4.1. Преглед литературе из области директне контроле момента асинхроног мотора

Средином 80-тих година I.Takahashi, T.Noguchi презентују нову стратегију управљања асинхроним мотором, која се у литератури популарно зове DTC метода [Лит. 1], [Лит. 2], [Лит. 3]. Ова метода захваљујући другачијем приступу управљања асинхроним моторима постала је алтернатива класичном векторском управљању. Наиме, аутори DTC методе за разлику од координатног распрезања које се примењује код векторског управљања, употребљавају хистерезисне регулаторе који се по У/И (on-off) начину рада подударају са полупроводничким прекидачима. Код директног управљања моментом асинхроног мотора има се директно управљање флуksom и моментом. У поређењу са векторским управљањем асинхроног мотора DTC управљачки алгоритам је простији и захтева мању прорачунску способност управљачког система. За реализацију овог управљачког алгоритма довољно је познавати само отпорност намотаја статора.

Класична DTC метода има својих недостатака, од којих је најважнији променљива прекидачка учестаност и изражена таласност момента и флуksа. Најновије модификације DTC управљачких алгоритама подразумевају примену модулације просторног вектора DTC-SVM [Лит. 14]. Применом ове врсте модулације значајно су смањени недостатци класичне DTC методе управљања асинхроним мотором.

У раду [Лит. 10] су представљене различите стратегије управљања у вишемоторним погонима у зависности од конфигурације да претварача и надређеног система управљања. Описан је „Master-slave“ алгоритам управљања код двомоторних погона који су круто спрегнути. Расподела оптерећења код два круто спрегнута погона може се остварити применом алгоритма са међуспрегом.

У раду [Лит. 30] приказан је регулисани вишемоторни погон са асинхроним мотором код кружног кретања горње градње багера SRs 2000. Три једномоторна погона преко зупчастог венца су круто механички спрегнута. Асинхрони кавезни мотори се напајају из претварача учестаности који раде у режиму директне контроле момента. Једносмерна међукола претварача учестаности су повезана са заједничким отпорником за кочење. Управљачки систем се састоји од надређеног регулатора средње брзине окрета и појединачних регулатора брзине на сваком претварачу учестаности. Референтна брзина окрета се пореди са средњом вредношћу измерених брзина појединачних погона. Управљачки алгоритам је унапређен у погледу контроле преоптерећења зубаца при честим промена смерова погона окрета. Такође заштитна улога алгоритма управљања долази до изражаја при кретању и заустављању.

У раду [Лит. 31] извршена је верификација динамичког модела трачног транспортера упоређењем резултата симулације покретања и резултата добијених снимањем карактеристичних величина при покретању трачног транспортера на површинском копу Дрмно. Два једномоторна погона преко погонског бубња су круто механички спрегнута. На транспортеру који реализован са претварачима учестаности на површинском копу Дрмно структура управљања погонима је са регулатором брзине, који регулише средњу брзину погона, и реализује се у оквиру надређеног

управљачког система PLC. Излаз из овог регулатора је референтни момент, и прослеђује се равноправно свим претварачима, који раде у режиму директне контроле момента. Примењени управљачки систем пружа могућност промене брзине траке у току рада без удара по моменту мотора. Управљачки систем је унапређен и аутоматском компензацијом проклизавања траке без заустављања траке, што је био случај код старијих система заштите од проклизавања трака.

У раду [Лит. 32] су описане основне карактеристике асинхроног клизноколутног мотора са упуштачем као класична конфигурације погона на трачним транспортерима на површинским коповима. Развијен је модел трачног транспортера, у оквиру кога је моделована и сама трака. Приказани су резултати покретања реалног транспортера и симулација истог процеса на моделу. Поређењем резултата извршена је провера ваљаности решења које је примењено у моделу. Еластична спрега постоји између два погонска бубња који покрећу гумену транспортну траку.

4.2. Преглед литературе из области гусеничних возних механизма

Аутори Durst и Vogt у оквиру своје техничке публикације о роторним багерима [Лит. 20] детаљно обрађују погоне гусеничних возних механизма на површинским коповима. У овој публикацији дефинисани су и описани основни конструктивни елементи гусеничних возних механизма. Затим је дата подела гусеничних возних механизма према броју појединачних гусеница. Број појединачних гусеница зависи о оптерећења које треба да се пренесе на тло и од дозвољеног површинског напрезања тла.

Основни елементи возње по кружној путањи нерегулисаних погона двогусеничног возног механизма такође су обрађени у [Лит. 20]. Дат је и општи двоструки интеграл за одређивање отпорног момента трења при кретању по кружној путањи.

Аутор Wong, у шестом поглављу своје књиге [Лит. 21] описао је кретање двогусеничних возних механизма по кружној путањи. У овом поглављу дата је упрошћена анализа кретања по кружној путањи спорих гусеничних возних механизма, код којих се утицај центрифугалне силе може занемарити.

Упрошћена анализа спроведена је помоћу две диференцијалне једначине другог реда. Прва једначина се односи на силу убрзања која је сразмерна маси и другом изводу пређеног пута центра масе при праволинијском кретању. Резултујућа отпорна сила противи се праволинијском кретању кога подржавају погонске силе на спољашњој и унутрашњој гусеници.

Друга једначина односи се на момент убрзања при кретању по кружној путањи, који је сразмеран моменту инерције око вертикалне осе и другом изводу пређеног угла при ротацији. Разлика погонских сила у спољашњој и унутрашњој гусеници формира спрег силе чијим се деловањем на половини растојања између гусеница, ствара покретачки момент при ротацији око вертикалне осе. Овом моменту супротставља се отпорни момент трења који је последица повећаног бочног (латералног), трења услед клизања гусеничних плоча о тло.

У стационарном стању изводи променљивих величина су једнаки нули и не постоји убрзано праволинијско кретање, као и убрзано угаоно кретање. На основу равнотеже у стационарном стању одређују се погонске силе у спољашњој и унутрашњој гусеници. Интезитет ових сила зависи од резултујућег отпора праволинијском кретању и отпорног момента трења.

Претпостављајући да је бочно трење константно изведена је релација за отпорни момент трења у току кретања по кружној путањи, који је сразмеран коефицијенту бочног трења, тежини терета и дужини гусенице [Лит. 21]. При овом извођењу усвојена је униформна расподела притиска између гусенице и тла. Математичка релација за изведени отпорни момент трења не садржи у себи полупречник кривине. Међутим, експериментална истраживања гусеничних возних механизма су показала да постоји зависност отпорног момента трења од полупречника кривине. При мањим полупречницима кружне путање отпорни момент трења расте. Ови резултати довели су до закључка да коефицијент бочног трења зависи од полупречника кривине. У литератури постоје бројне емпиријске формуле које израчунавају бочно трење.

Изведене су и основне кинематске релације за кретање двогусеничног возног механизма по кружној путањи [Лит. 21]. Полупречник кружне путање при овом кретању сразмеран је средњој брзини гусеница и обрнуто сразмеран разлици брзина.

У анализи отпорних сила у току кретања по кружној путањи уведен је нови приступ у погледу уважавања физичких процеса који прате трење. Према старом приступу [Лит. 22], који користи Coulomb-ов закон сила трења у самом тренутку кретања гусеница достиже своју пуну вредност пре него што се појави релативно кретање између гусенице и тла. По новом приступу [Лит. 21], у одређивању реакције подлоге на клизање гусенице при кретању гусеничног возног механизма по кружној путањи, сила трења достиже пуну вредност након извесног времена од појаве релативног померања између гусенице и тла.

У литератури [Лит. 23], дата је коначна релација за отпорни момент трења у току кретања по кружној путањи двогусеничног возног механизма. Поред сразмерности отпорног момента трења од коефицијента бочног трења, тежине терета и дужине гусенице, која је дефинисана у [Лит. 21], уведена је и прва нелинеарна функција која узима у обзир утицај полупречника кружне путање.

Такође, у литератури [Лит. 23], дат је коначан израз за подужну компоненту силе трења у току кретања по кружној путањи, са другом нелинеарном функцијом која уважава утицај полупречника кружне путање. Прва и друга нелинеарна функција имају логаритамске зависности од полупречника кривине.

Према [Лит. 24], интеграљењем лонгитудиналних и латералних компоненти сила трења по површини гусенице добијају се изрази за подужну компоненту силе трења и отпорни момент трења који имају нелинеарне зависности од полупречника кривине у облику хиперболичних функција.

Основне релације које описују кретање по кружној путањи двогусеничног возног механизма дате су у [Лит. 25]. Планарно кретање гусеничног возног механизма описано је са два референтна система. Први, референтни систем XO_2Y , постављен је у равни подлоге, док је други, референтни систем xO_1y , постављен у тежиште возног механизма и креће се истом брзином као тежиште у односу на референтни систем XO_2Y . У току кретања по кружној путањи, у карактеристичним тачкама на обе гусенице дефинисане су подужне и попречне компоненте релативних брзина према тлу.

Торзиони динамички модел једног зупчастог пара [Лит. 26], [Лит. 27] и [Лит. 28] примењен је за развој динамичког модела спрезања погонског точка и гусенице код погона једне гусенице.

У докторском раду [Лит. 29], дата је анализа кретања двогусеничног возног механизма по кружној путањи у којој је прецизније дефинисан механизам настанка спрега сила око вертикалне осе која пролази кроз центар масе. Према једначини обртног кретања момент спрега око вертикалне осе настаје услед деловања резултујућих сила у спољашњој у унутрашњој гусеници. Резултујућа сила једне гусенице дефинисана је као разлика погонске и отпорне силе. Резултујућа сила спољне гусенице је већа од резултујуће силе унутрашње гусенице при кретању по кружној путањи.

5. ДЕФИНИСАЊЕ СТРУКТУРЕ УПРАВЉАЧКОГ СИСТЕМА

Основна улога регулисаних погона је управљање протоком снаге из мреже према технолошком процесу. Према енергетском билансу за један погон електрична снага се посредством претварача учестаности и вратила мотора предаје технолошком процесу у виду механичке снаге, уз пратеће електричне и механичке губитке. Две физичке величине којима је дефинисана механичка снага на вратилу мотора су момент и брзина мотора. За контролу протока снаге потребно управљати било којом од ове две величине. [Лит. 7]

Управљање брзином погона остварује се посредством регулационе петље по брзини при чему се информација о брзини може добити мерењем преко давача брзине или естимацијом на основу мерених електричних величина и одговарајућег модела мотора. При управљању погоном по брзини момент мотора који се успоставља на вратилу мотора одређен је механичким оптерећењем.

Када претварач учестаности ради у режиму управљања по моменту регулациона петља по моменту затворена је преко сигнала момента мотора који се добија естимацијом на основу мерених електричних величина и одговарајућег модела мотора. При управљању погоном по моменту брзина мотора који се успоставља на вратилу мотора одређена је механичким оптерећењем.

Савремени регулисани једномоторни погон са асинхроним кавезним мотором напада се из претварача учестаности који може имати интегрисане управљачке алгоритме регулације по брзини или регулације по моменту. Који ће алгоритам бити употребљен зависи од природе технолошког процеса којим се треба управљати. [Лит. 6]

Основни захтеви који се постављају пред регулисани вишемоторни погон двогусеничног возног механизма на рударским машинама су:

- контролисано праволинијско кретање са различитим брзинама и
- контролисано кретање по кружним путањама.

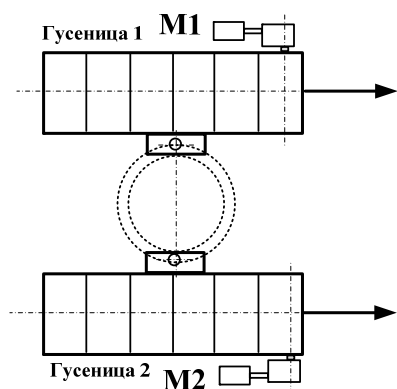
Имајући у виду први захтев, да се независно управља брзином сваког погона, претварач учестаности на сваком погону гусенице ради у режиму регулације по брзини.

Контролисано кретање по кружним путањама двогусеничног возног механизма подразумева кретање са регулисаним полупречником кривине уз истовремену регулацију средње брзине. Овај сложени захтев технолошког процеса не може се остварити са појединачним регулационим петљама по брзини, већ је потребно направити нов надређени алгоритам управљања који може остварити наведене захтеве, а који ће прослеђивати потребне референтне брзине појединачним претварачима према задатим параметрима процеса. На овај начин нов надређени управљачки алгоритам узима у обзир све специфичности појединачних претварача учестаности који раде регулисани по брзини, као и захтеве технолошког процеса.

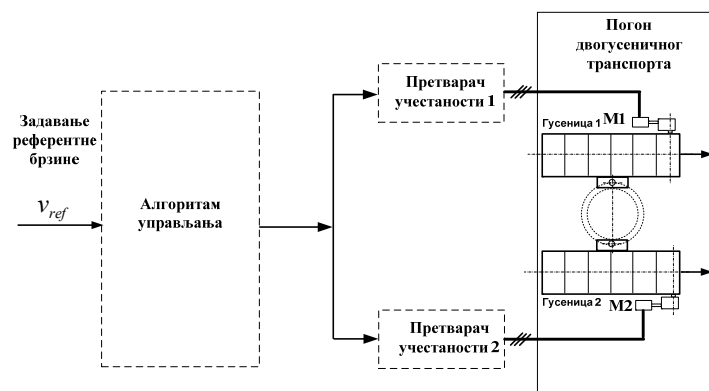
5.1. Кретање по праволинијској путањи

Из теорије о гусеничним возним механизмима [Лит. 21] кретање по праволинијској путањи подразумева једнаке брзине обе гусенице, односно једнаке брзине погонских мотора. Контролисано праволинијско кретање двогусеничног возног механизма (сл. 5.1) подразумева да алгоритам управљања (сл. 5.2) може остварити контролисан полазак асинхроних мотора и њихово контролисано заустављање.

Такође, могућност промене брзине у току праволинијског кретања представља основни захтев за управљачки систем. Све наведене промене брзина, у режиму праволинијског кретања одвијају се једновремено, што структуру управљачког алгоритма чини мање сложеном и са захтевом за генерисањем једне референтне величине.



сл. 5.1 Правoliniјско кретање двогусеничног возног механизма



сл. 5.2 Принципијелна структура управљачког система са једном референтном брзином

Међутим, према теорији о гусеничним возним механизмима [Лит. 21] контролисано кретање по кружној путањи подразумева различите брзине гусеница, односно различите брзине погонских мотора. Остваривање овог захтева није могуће са једном референтном величином из управљачког система као на (сл. 5.2), услед чега је оваква структура управљања неприменљива за контролисано кретање по кружној путањи.

Због немогућности да испуни захтеве за све режиме рада двогусеничног возног механизма, који су наведени на почетку овог поглавља, структура управљачког система (сл. 5.2) са једном референтном величином неће бити даље разматрана у раду.

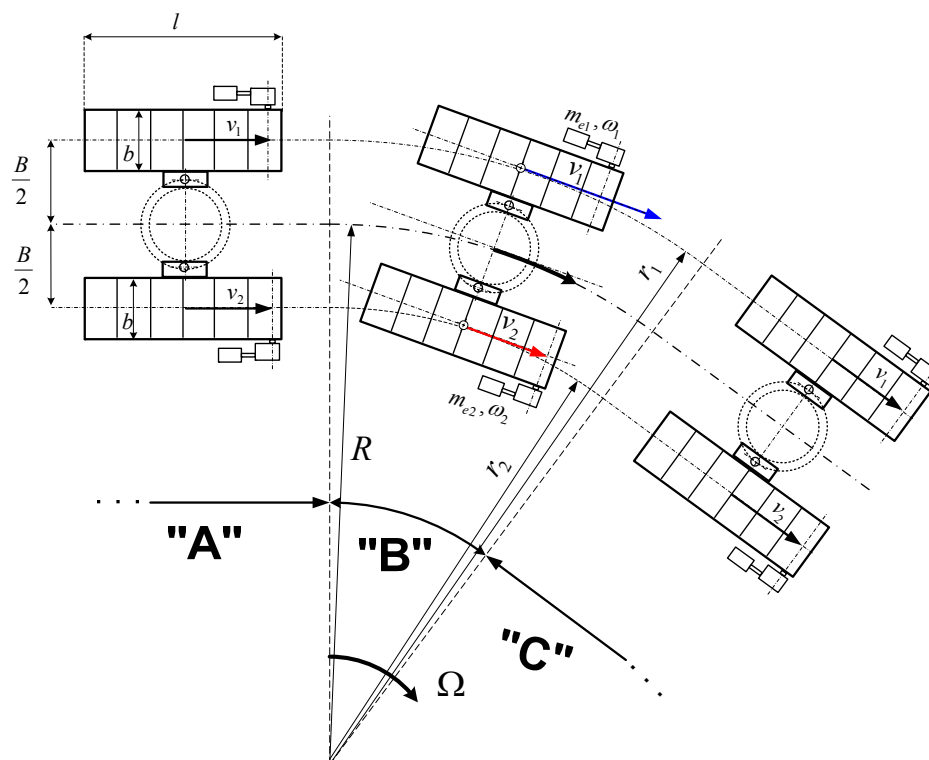
5.2. Кретање по кружној путањи

На сл. 5.3 приказан је процес промене правца правoliniјског кретања једног двогусеничног возног механизма са једне правoliniјске путање на другу, а који се састоји из три фазе. У првој фази „А“ на сл. 5.3, остварује се правoliniјско кретање које претходи кретању по кружној путањи. У овој фази погони обе гусенице имају исте брзине и приближно једнака оптерећења, што зависи од отпорних сила при правoliniјском кретању.

Као што је приказано на сл. 5.3 у другој фази „В“ врши се кретање по кружној путањи са полупречником кривине R . Брзина погона унутрашње гусенице је мања од брзине погона спољашње гусенице. Оптерећење погона спољашње гусенице у току овог кретања се значајно повећава иако је вертикално оптерећење остало непромењено. Истовремено, оптерећење погона унутрашње гусенице опада [Лит. 21]. Сложени физички процеси који се јављају у току оваквог кретања утичу на расподелу оптерећења између погона гусеница.

Правoliniјско кретање са измењеним правцем кретања транспорта настаје у трећој фази „С“ као што је приказано на сл. 5.3. У овој фази брзине погона обе гусенице су поново једнаке. Оптерећења погона спољашње и унутрашње гусенице постепено се враћају на вредност која је постојала на крају фазе „А“. Део сложених физичких процеса који су настали у фази „В“ и даље постоје у фази „С“ и поред тога што се возни механизам креће правoliniјски.

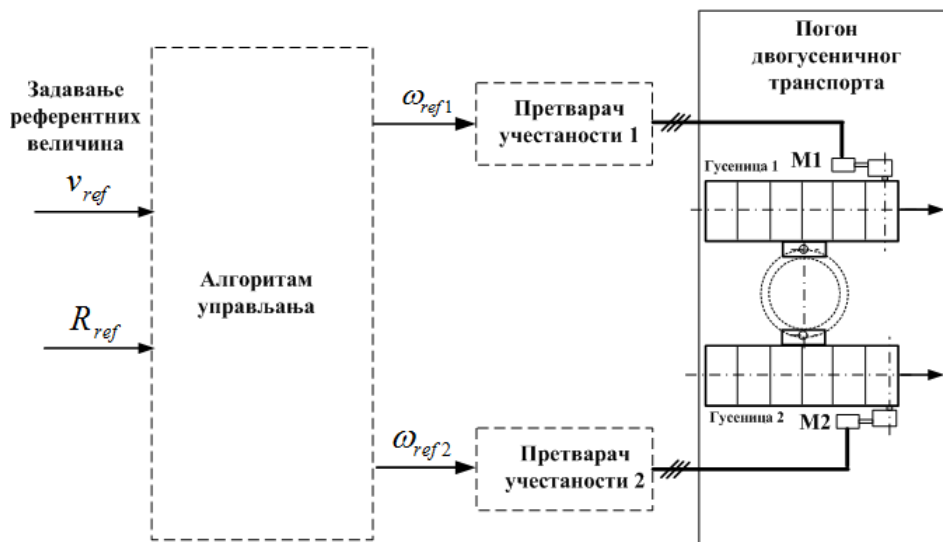
Утицај ових сложених физичких процеса, који постоје у току фазе „В“ и фазе „С“, биће детаљно објашњени у наредним поглављима.



сл. 5.3 Кретање по кружној путањи двогусеничног возног механизма

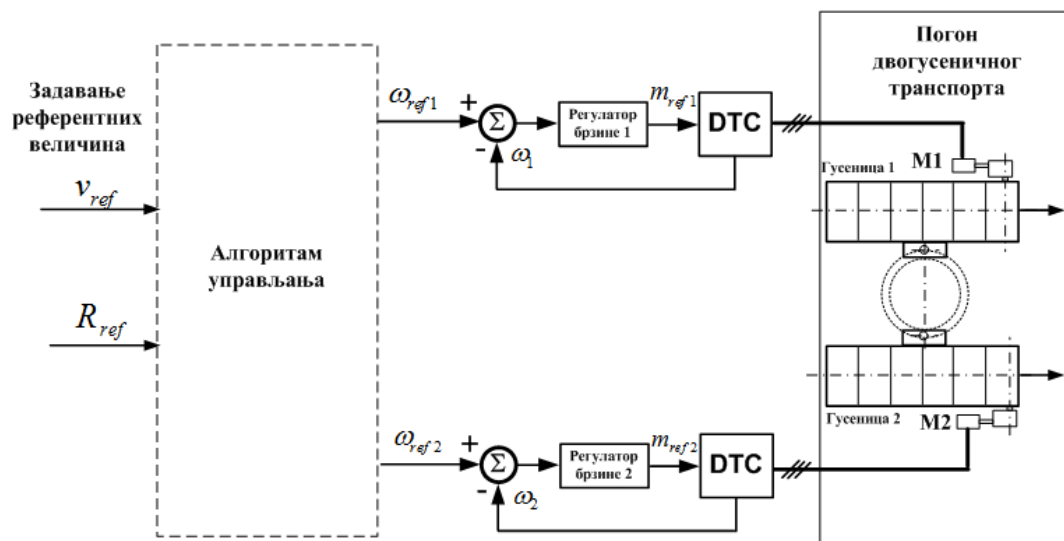
Остваривање захтева за контролисаним кретањем по кружној путањи са различитим брзинама појединачних погона гусеница могуће је са структуром управљачког система који је приказан на сл. 5.4.

Предложени алгоритам управљања треба да на основу задатих вредности средње брзине транспорта v_{ref} и полупречника кривине R_{ref} генерише две независне референтне брзине које истовремено прослеђује појединачним претварачима учестаности.



сл. 5.4 Принципијелна структура управљачког система са две референтне брзине

Примењени регулациони систем једног претварача учестаности базира се на директној контроли момента [Лит. 11] асинхроног мотора при чему се референтни момент добија као излазна величина регулатора брзине (сл. 5.5).



сл. 5.5 Надређени алгоритам управљања и две регулационе петље по брзини

Управљачка структура за регулисање кретања двогусеничног возног механизма састоји се из надређеног система управљања (алгоритам управљања) који је реализован софтверски у PLC контролеру. Поред надређеног алгоритма управљања за израчунавање референтних брзина, управљачку структуру чине и две регулационе петље по брзини које су имплементирани у претварачима учестаности. PLC контролер и претварачи учестаности који раде у DTC режиму, повезани су брзим индустријским комуникацијским протоколом, преко кога три локацијски одвојена дела система чине јединствену управљачку структуру. Описана опрема налази се на багеру SRs 400 на ПК Дрмно (Поглавље 9).

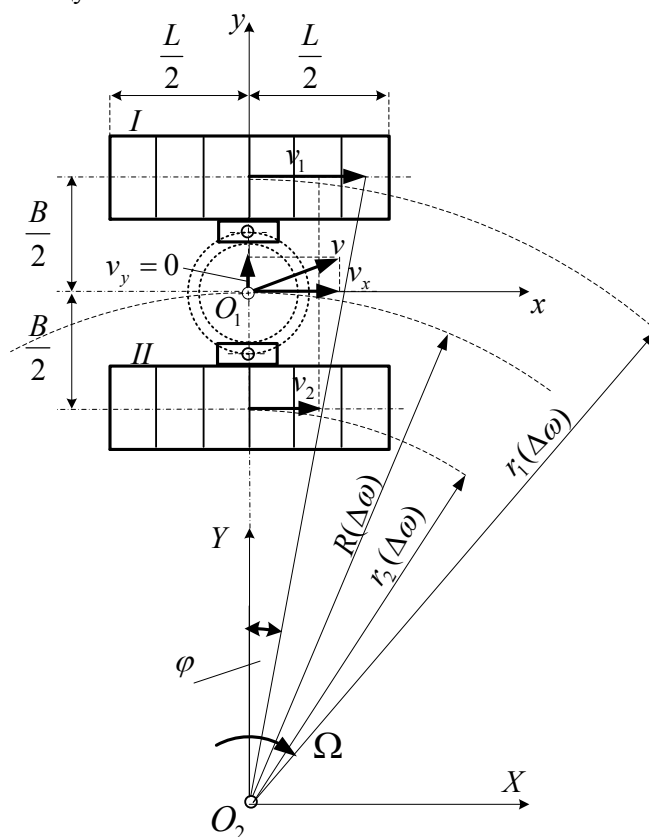
У циљу одређивања алгоритма управљања према дефинисаним захтевима, неопходно је познавати релације које описују кинематику двогусеничног возног механизма. У следећем одељку овог поглавља биће приказане основне релације које описују кретање двогусеничног возног механизма по кружној путањи.

5.3. Основне релације двогусеничног возног механизма

Двогусенични возни механизам започиње кружно кретање када се управљачком систему задају референтне величине, средња брзина и полупречник кружне путање. На основу ових задатих величина надређени управљачки систем израчунава потребне референтне брзине за погоне гусеница и прослеђује их регулаторима брзина који чине део управљачког система претварача учестаности.

Због својих великих димензија и масе двогусенични возни механизам нема сопствени механички диференцијал који би обезбедио пренос обртног момента на гусенице које се крећу различитим брзинама. Такође, због своје специфичне конструкције са две паралелне гусенице, овај вишемоторни погон нема посебну усмеравајућу гусеницу као што је случај код возних механизма са три или шест гусеница. Усмеравајућу гусеницу помера посебан погон преко механичког или хидрауличног преноса за одређени угао под којим транспорт иде у кривину.

Основне величине које описују кретање двогусеничног возног механизма [Лит. 21] приказане су на сл. 5.6. На овој слици приказано је кретање по кружној путањи, када се гусеница II креће мањом брзином у односу на гусеницу I.



сл. 5.6 Кретање двогусеничног возног механизма кроз кривину

Кретање се посматра у односу на референтни систем XO_2Y који је везан за подлогу. Основне димензије двогусеничног возног механизма су дужина гусенице L и ширина возног механизма B , која представља растојање између подужних оса гусеница.

Полупречник кривине R је растојање на којем геометријски центар возног механизма ротира угаоном брзином Ω у односу на координатни почетак O_2 . У даљој анализи уведена је претпоставка да се тежиште багера налази у геометријском центру конструкције возног механизма.

Према геометрији двогусеничног возног механизма користећи претходно дефинисан полупречник кружне путање геометријског центра R и ширину B возног механизма, уведе се полупречници кружних путања r_1 и r_2 за гусенице I и II.

Полупречник кружне путање геометријског центра спољашње гусенице *I* је:

$$r_1 = R + \frac{B}{2} \quad \text{јед. 5-1}$$

Полупречник кружне путање геометријског центра унутрашње гусенице *II* је:

$$r_2 = R - \frac{B}{2} \quad \text{јед. 5-2}$$

Периферна брзина гусенице *I* при кретању угаоном брзином Ω :

$$v_1 = r_1 \cdot \Omega = \left(R + \frac{B}{2} \right) \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-3}$$

где су:

Ω - угаона брзина кретања двогусеничног возног механизма при кретању у кривину,
 r_1 - полупречник кружне путање геометријског центра гусенице *I*.

Периферна брзина гусенице *II* при кретању угаоном брзином Ω :

$$v_2 = r_2 \cdot \Omega = \left(R - \frac{B}{2} \right) \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-4}$$

r_2 - полупречник кружне путање геометријског центра гусенице *II*.

У геометријском центру возног механизма постављен је референтни систем који се креће заједно са механизмом. Позитивни део *x* –осе орјентисан је у правцу кретања напред. Средња брзина кретања двогусеничног возног механизма је:

$$v_x = v_{sr} = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad \text{јед. 5-5}$$

и представља средњу брзину кретања тежишта. Израз за средњу брзину двогусеничног возног механизма може се написати као:

$$v_{sr} = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{r_1 \cdot \Omega + r_2 \cdot \Omega}{2} = \frac{r_1 + r_2}{2} \Omega = R \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-6}$$

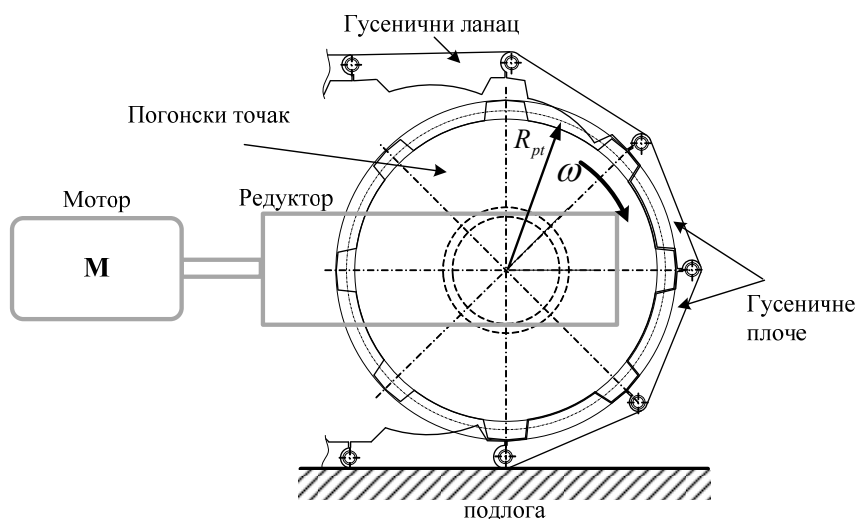
Угаона брзина кретања Ω у односу на координатни почетак O_2 , сразмерна је средњој брзини а обрнуто сразмерна полупречнику кривине *R*. Однос праволинијских брзина гусеница *I* и *II*, при константној угаоној брзини ротације Ω , добија следећи облик:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{R + \frac{B}{2}}{R - \frac{B}{2}} \quad \text{јед. 5-7}$$

На основу претходног односа брзина зависност полупречника кружне путање *R* од разлике праволинијских брзина дата је следећим изразом:

$$R(\Delta v) = \frac{B}{2} \frac{v_1 + v_2}{v_1 - v_2} = B \cdot \frac{v_{sr}}{\Delta v} \quad \text{јед. 5-8}$$

Погонски точак врши пренос обртног момента на гусенични ланац. На сл. 5.7 означени су полупречник и угаона брзина погонског точка на једној гусеници.



сл. 5.7 Детаљ спрезања погонског точка и гусеничног ланца

Периферна брзина кретања погонског точка представља праволинијску брзину кретања, изражено за гусеницу I :

$$v_1 = R_{pt2} \cdot \omega_1 \quad \text{јед. 5-9}$$

ω_1 - угаона брзина погонског точка гусенице I ,

R_{pt2} - полупречник врха зубаца погонског точка гусенице I .

Такође, за гусеницу II периферна брзина кретања погонског точка је:

$$v_2 = R_{pt2} \cdot \omega_2 \quad \text{јед. 5-10}$$

ω_2 - угаона брзина погонског точка гусенице II

R_{pt2} - полупречник врха зубаца погонског точка гусенице II

Заменом јед. 5-9 и јед. 5-10 у јед. 5-8, полупречник кружне путање R зависи од разлике угаоних брзина погонских точка гусеница:

$$R(\Delta\omega) = \frac{B}{2} \frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_1 - \omega_2} \quad \text{јед. 5-11}$$

или, као према следећој једначини обрнуто је пропорционалан разлици брзина и директно сразмеран средњој брзини:

$$R(\Delta\omega) = B \frac{\omega_{sr}}{\Delta\omega} \quad \text{јед. 5-12}$$

Угаона брзина кретања Ω у односу на координатни почетак O_2 , на основу јед. 5-6 и јед. 5-8 сразмерна је разлици брзина а обрнуто сразмерна ширини возног механизма B :

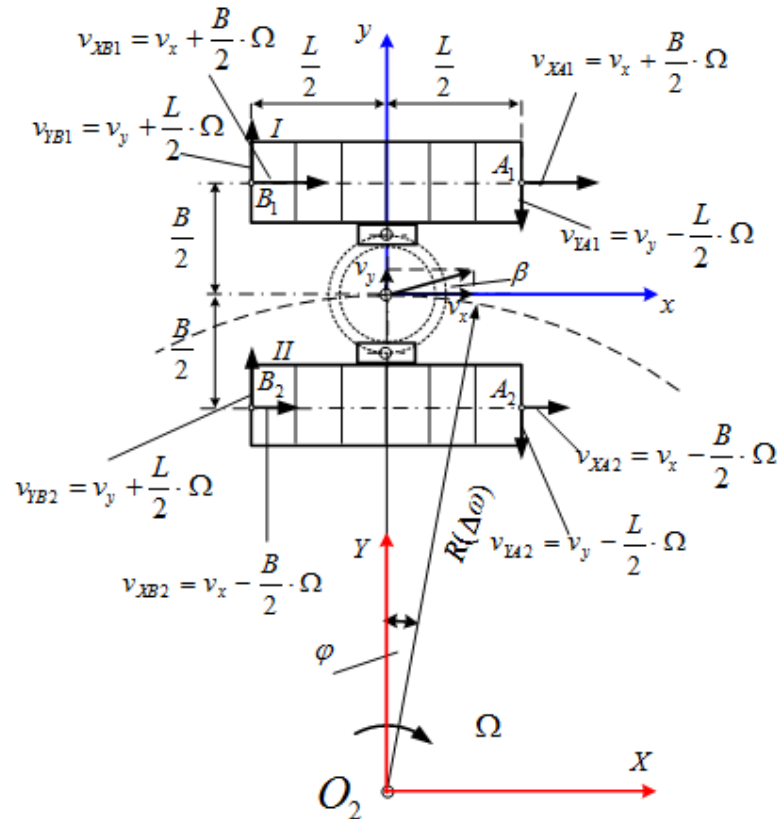
$$\Omega = \frac{v_{sr}}{R} = \frac{v_{sr}}{B \cdot \frac{v_{sr}}{\Delta v}} = \frac{\Delta v}{B} = R_{pt2} \cdot \frac{\omega_1 - \omega_2}{B} \quad \text{јед. 5-13}$$

5.3.1. Компоненте брзина гусеница у току кружног кретања

Са аспекта кинематике крутог тела кретање двогусеничног возног механизма спада у планарно кретање, односно кретање у једној равни. За описивање кретања гусеничног возног механизма користе се два референтна система, први везан за објекат који се креће и други везан за подлогу по којој се остварује кретање. Први референтни систем xO_1y постављен је у тежиште возног механизма и креће се истом брзином као тежиште у односу на референтни систем XO_2Y који је у равни подлоге (сл. 5.8).

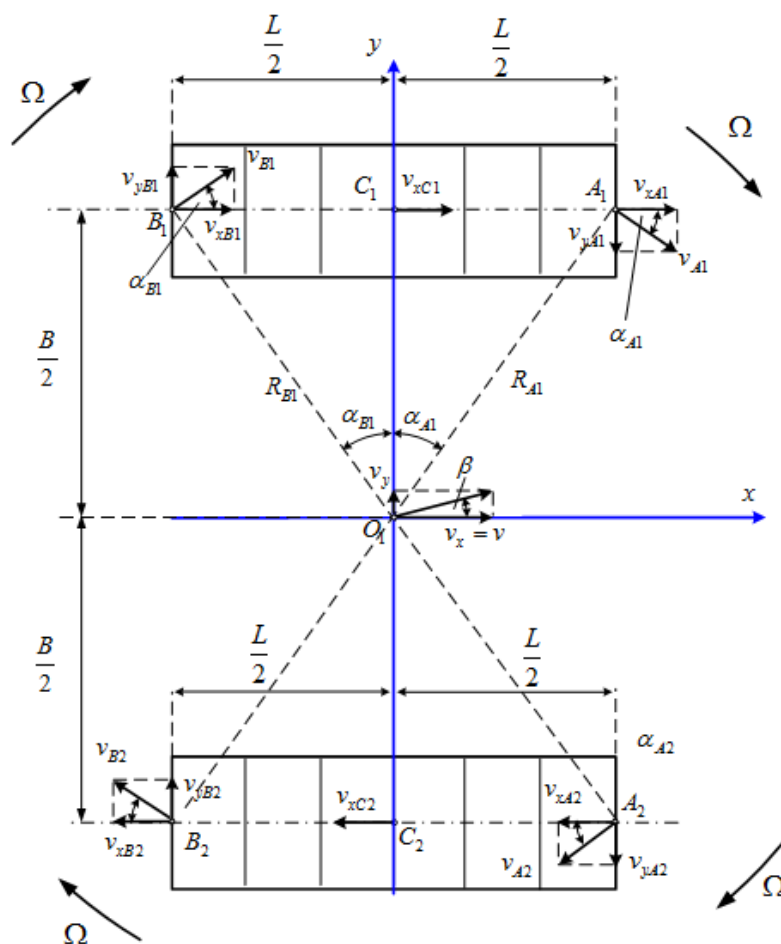
У случају кружног кретања референтни систем xO_1y креће се у односу на XO_2Y угаоном брзином Ω , при чему брзина тежишта у односу на подлогу v . Пројекције ове брзине на координатне осе референтног система xO_1y имају ознаке v_x и v_y (сл. 5.8). Средња брзина кретања возног механизма једнака је x компоненти брзине тежишта $v_x=R\cdot\Omega$, док је y компонента брзине тежишта $v_y=v_x\cdot\text{tg}\beta=R\cdot\Omega\text{tg}\beta$.

Возни механизми на рударским машинама спадају у групу гусеничних возних механизма код којих центрифугално убрзање има малу вредност при кружном кретању [Лит. 21], односно у компонента брзине је мања од x компоненте $v_y < v_x$. Уважавајући претходни однос компоненти брзина тежишта, према кинематици двогусеничног возног механизма [Лит. 25], на сл. 5.8 приказан је дијаграм брзина.



сл. 5.8 Компоненте брзина према референтном систему XO_2Y

У тачкама означеним са A_1 и B_1 на гусеници I, као и тачкама A_2 и B_2 на гусеници II извршено је одређивање компоненти брзина по X и Y осе у референтном систему XO_2Y као векторски збир компоненти брзине тежишта v_x, v_y и одговарајуће компоненте брзине у односу на референтни систем xO_1y који је постављен у тежишту. У циљу илустрације поступка одређивања компоненти вектора брзина посматраних тачака на гусеницама у референтном систему xO_1y на сл. 5.9 приказан је двогусенични возни механизам при кружном кретању у односу на референтни систем xO_1y .



сл. 5.9 Компоненте брзина према референтном систему xO_1y

Све тачке на гусеницама у односу на референтни систем xO_1y крећу се угаоном брзином Ω . Правац вектора периферне брзине тачке B_1 нормалан је на дуж O_1B_1 , док је његов интезитет сразмеран полупречнику ротације R_{B1} и угаоној брзини Ω , $v_{B1} = R_{B1} \cdot \Omega$. Хоризонтална и вертикална компонента брзине у тачки B_1 износе $v_{xB1} = v_{B1} \cdot \cos \alpha_{B1}$ и $v_{yB1} = v_{B1} \cdot \sin \alpha_{B1}$, где је α_{B1} угао који дуж O_1B_1 , захвата са позитивним делом y осе. Заменом одговарајућих релација добијају се вредности компоненте брзине у тачки B_1 према референтном систему xO_1y :

$$v_{xB1} = v_{B1} \cdot \cos(\alpha_{B1}) = R_{B1} \cdot \Omega \cdot \cos(\alpha_{B1}) = R_{B1} \cdot \Omega \cdot \frac{B/2}{R_{B1}} = \frac{B}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-14}$$

$$v_{yB1} = v_{B1} \cdot \sin(\alpha_{B1}) = R_{B1} \cdot \Omega \cdot \sin(\alpha_{B1}) = R_{B1} \cdot \Omega \cdot \frac{L/2}{R_{B1}} = \frac{L}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-15}$$

Компоненте вектора брзина тачке B_1 према референтном систему XO_2Y износе:

$$v_{xB1} = R \cdot \Omega + v_{xB1} = R \cdot \Omega + \frac{B}{2} \cdot \Omega = v_x + \frac{B}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-16}$$

$$v_{yB1} = v_y + v_{yB1} = v_y + \frac{L}{2} \cdot \Omega = \text{tg} \beta \cdot v_x + \frac{L}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-17}$$

У тачки A_1 правац вектора периферне брзине је нормалан на дуж O_1A_1 , при чему је његов интезитет сразмеран полупречнику ротације R_{A1} и угаоној брзини $v_{A1} = R_{A1} \cdot \Omega$. Хоризонтална и вертикална компонента брзине у тачки A_1 износе $v_{xA1} = v_{A1} \cdot \cos \alpha_{A1}$ и $v_{yA1} = v_{A1} \cdot \sin \alpha_{A1}$, где је α_{A1} угао који

дуж O_1A_1 захвата са позитивним делом у осе. Заменом одговарајућих релација добијају се вредности компоненте брзине у тачки A_1 према референтном систему xO_1y :

$$v_{xA_1} = v_{A_1} \cdot \cos(\alpha_{A_1}) = R_{A_1} \cdot \Omega \cdot \cos(\alpha_{A_1}) = R_{A_1} \cdot \Omega \cdot \frac{B/2}{R_{A_1}} = \frac{B}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-18}$$

$$v_{yA_1} = v_{A_1} \cdot \sin(\alpha_{A_1}) = R_{A_1} \cdot \Omega \cdot \sin(\alpha_{A_1}) = R_{A_1} \cdot \Omega \cdot \frac{L/2}{R_{A_1}} = \frac{L}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-19}$$

Компоненте вектора брзина тачке A_1 према референтном систему XO_2Y износе:

$$v_{xA_1} = R \cdot \Omega + v_{xA_1} = R \cdot \Omega + \frac{B}{2} \cdot \Omega = v_x + \frac{B}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-20}$$

$$v_{yA_1} = v_y - v_{yA_1} = v_y - \frac{L}{2} \cdot \Omega = \text{tg} \beta \cdot v_x - \frac{L}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-21}$$

У свим тачкама на подужној оси A_1B_1 гусенице I , хоризонтална компонента брзине има исту вредност у покретном референтном систему xO_1y , као што је изведено за тачке A_1 и B_1 у јед. 5-14 и јед. 5-18. У односу на референтни систем XO_2Y хоризонталне компоненте брзине у свакој тачки на оси A_1B_1 гусенице I имају такође једнаку вредност, као што је дато у јед. 5-16 и јед. 5-20.

Хоризонталне компоненте брзина у односу на референтни систем XO_2Y свих тачака које припадају дужи A_1B_1 једнаке су и износе:

$$v_{xA_1B_1} = R \cdot \Omega + \frac{B}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-22}$$

На основу симетрије система и супротних смерова хоризонталних компоненти у односу на позитиван део x осе, код гусенице II хоризонталне компоненте брзина у односу на референтни систем XO_2Y у свим тачкама које припадају дужи A_2B_2 једнаке су и износе:

$$v_{xA_2B_2} = R \cdot \Omega - \frac{B}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-23}$$

Посматрано у односу на референтни систем XO_2Y вертикалне компоненте брзина у тачкама A_1 и B_1 , дате су изразима јед. 5-17 и јед. 5-21. У свим тачкама које припадају дужи која пролази кроз тачку A_1 и налази се на растојању $L/2$ од y осе интезитет вертикалне компоненте брзине у односу на референтни систем XO_2Y је исти:

$$v_{yA_1} = \text{tg} \beta \cdot v_x + \frac{L}{2} \cdot \Omega = R \cdot \Omega \cdot \text{tg} \beta - \frac{L}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-24}$$

У свим тачкама које припадају дужи која пролази кроз тачку B_1 и налази се на растојању $L/2$ од y осе интезитет вертикалне компоненте брзине у односу на референтни систем XO_2Y је исти:

$$v_{yB_1} = \text{tg} \beta \cdot v_x - \frac{L}{2} \cdot \Omega = R \cdot \Omega \cdot \text{tg} \beta + \frac{L}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 5-25}$$

Због начина кретања гусенице у току кружне вожње расподела брзина по целој површини додира гусенице са тлом је сложена и мења се и дуж обе осе на различит начин.

Хоризонталне компоненте брзина по дужима које су паралелне са осама A_1B_1 и A_2B_2 разликују су од изведених у јед. 5-22 и јед. 5-23 и зависе од координате y , $v_x(y,t) = f(y,t)$. Вертикалне компоненте брзина по дужима које су паралелне са краћом страном гусенице разликују су од изведених у јед. 5-24 и јед. 5-25 зависе од координате x , $v_y(x,t) = f(x,t)$.

5.4. Алгоритам за израчунавање референтних брзина

Као што је образложено на почетку овог поглавља, контролисано кретање по кружним путањама двогусеничног возног механизма подразумева кретање са регулисаним полупречником кривине уз истовремену регулацију средње брзине. У циљу остваривања наведених захтева двомоторног регулисаног погона гусеничног возног механизма развијен је надређени алгоритам управљања.

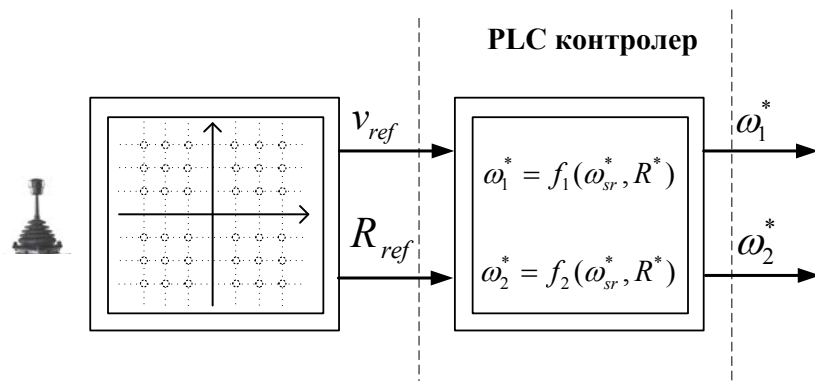
Коришћењем интерфејса за програмирање надређени алгоритам управљања је софтверски реализован у PLC контролеру. Референтне вредности средње брзине кретања и полупречника кривине задају се избором положаја двоосне управљачке ручице у операторској кабини и прослеђују преко комуникационе мреже у PLC контролер (сл. 5.10.).

Као резултат извршавања алгоритма управљања добијају се две излазне величине које се прослеђују, такође путем комуникационе мреже, управљачким подсистемима претварача учестаности. Поменуте излазне величине представљају референтне брзине за регулаторе брзина, који су интегрисани у управљачки систем претварача учестаности. Сваку гусеницу покреће електромоторни погон са асинхроним мотором који ради у затвореној брзинској петљи по брзини. Информација о брзини добија се естимацијом у динамичком моделу мотора који је интегрисан у управљачки систем претварача учестаности.

Свака референтна брзина зависи од задате средње брзине и полупречника кривине. Овај двоструки захтев који извршава алгоритам управљања може се описати са одговарајућим функцијама са две променљиве:

$$\omega_1^* = f_1(\omega_{sr}^*, R^*)$$

$$\omega_2^* = f_2(\omega_{sr}^*, R^*)$$



сл. 5.10 Блок дијаграм задавања референтних величина и алгоритам управљања

Према једначинама јед. 5-6, јед. 5-9 и јед. 5-10 средња праволинијска брзина кретања двогусеничног возног механизма једнака средњој вредности угаоних брзина погонских точкава гусеница 1 и 2:

$$v_{sr}^* = \omega_{sr}^* = \frac{\omega_1^* + \omega_2^*}{2} \quad \text{јед. 5-26}$$

Из претходне једначине следи:

$$\omega_2^* = 2\omega_{sr}^* - \omega_1^* \quad \text{јед. 5-27}$$

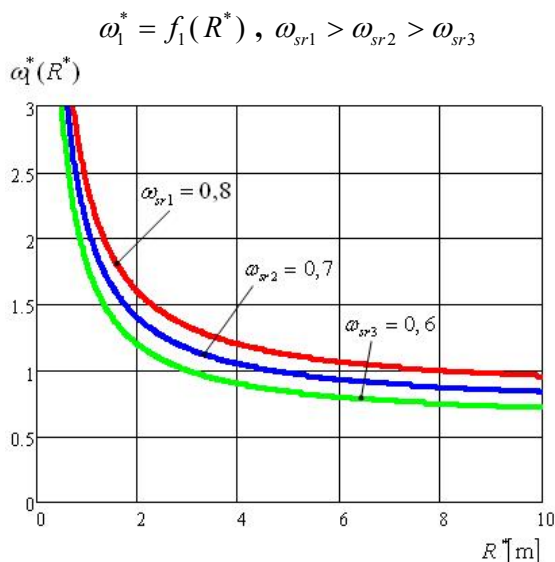
Заменом једначине јед. 5-27 у јед. 5-12 добија се тражена референтна брзина за управљачки подсистем претварача учестаности погона гусенице 1 :

$$\omega_1^*(\omega_{sr}^*, R^*) = \omega_{sr}^* \left(1 + \frac{B}{2R^*} \right) \quad \text{јед. 5-28}$$

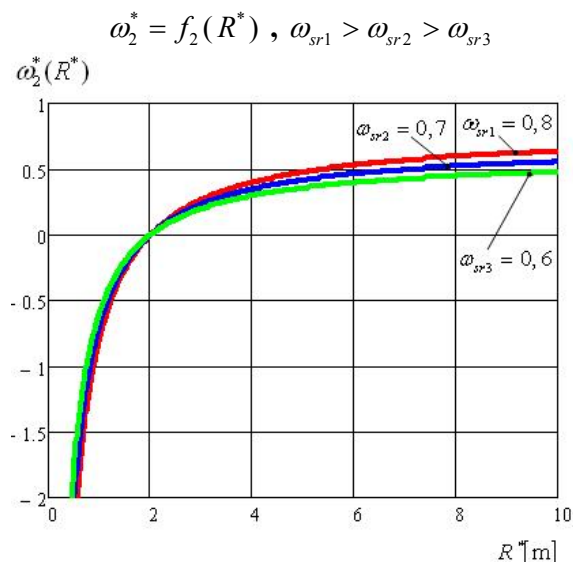
Заменом добијеног израза за референтну брзину погона гусенице *I* (јед. 5-28) у јед. 5-27 добија се референтна брзина за управљачки подсистем претварача учестаности погона гусенице *II* :

$$\omega_2^*(\omega_{sr}^*, R^*) = \omega_{sr}^* \left(1 - \frac{B}{2R^*} \right) \quad \text{јед. 5-29}$$

Једначине јед. 5-28 и јед. 5-29 изведене су према релацијама које описују кинематику двогусеничног возног механизма и представљају алгебарске изразе на основу којих се срачунавају референтне брзине за погоне гусеница *I* и *II*. За графичко приказивање алгоритма управљања једну од две променљивих, средњу брзину у јед. 5-28 и јед. 5-29, посматрамо за три константне вредности, при чему одговарајуће функције две променљиве постају фамилије параметарских кривих у зависности од полупречника кривине. На дијаграмима са сл. 5.11 и сл. 5.12, приказане су параметарске криве зависности референтних брзина погона гусеница *I* и *II* од полупречника кривине, за три константне вредности средње брзине.



сл. 5.11 Параметарске криве референтне брзине 1 од полупречника кривине



сл. 5.12 Параметарске криве референтне брзине 2 од полупречника кривине

Према јед. 5-28 и јед. 5-29 за три константне вредности средње брзине $\omega_{sr1} > \omega_{sr2} > \omega_{sr3}$ добијају се три функције променљиве полупречника кривине, са различитим параметром ω_{sr1} .

$$\omega_{11}^*(R^*) = \omega_{sr1}^* \left(1 + \frac{B}{2R^*} \right)$$

$$\omega_{12}^*(R^*) = \omega_{sr2}^* \left(1 + \frac{B}{2R^*} \right)$$

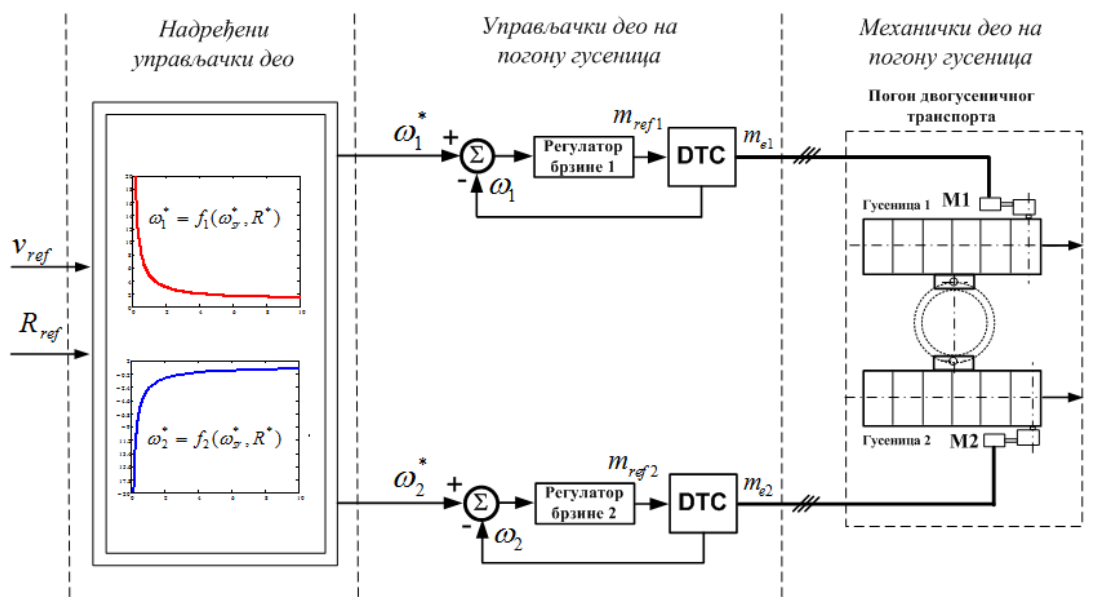
$$\omega_{13}^*(R^*) = \omega_{sr3}^* \left(1 + \frac{B}{2R^*} \right)$$

$$\omega_{21}^*(R^*) = \omega_{sr1}^* \left(1 - \frac{B}{2R^*} \right)$$

$$\omega_{22}^*(R^*) = \omega_{sr2}^* \left(1 - \frac{B}{2R^*} \right)$$

$$\omega_{23}^*(R^*) = \omega_{sr3}^* \left(1 - \frac{B}{2R^*} \right)$$

Ознака „ B “ у претходним једначинама представља ширину двогусеничног возног механизма. Имајући у виду усвојени алгоритам управљања двогусеничним возним механизмом који уважава кинематику и постављене технолошке захтеве, структура управљачког система двомоторног регулисаног погона са променљивом механичком спрегом приказана је на сл. 5.13. За симболичко означавање надређеног алгоритма управљања у блок дијаграму употребљени су графички облици дијаграма на сл. 5.11 и сл. 5.12.



сл. 5.13 Усвојена структура управљачког система за двогусенични возни механизам

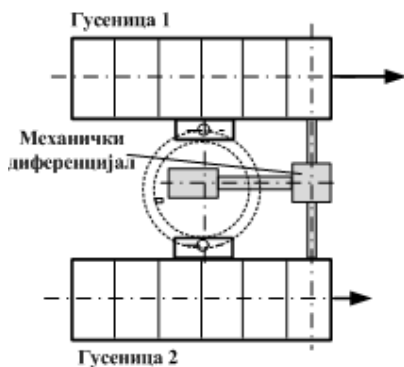
Примењено софтверско решење за надређени алгоритам управљања и његова интеграција са подређеним регулаторима брзине омогућује унапређење управљања двогусеничним возним механизмом. Ова унапређења управљања се огледају кроз лакше маневрисање, могућност за планирање путање кретања и прилагођавање брзине кретања условима подлоге.

Управљачко место оператера са кога се задају референтне величине, затим програмски контролер у коме се извршава надређени алгоритам управљања и претварачи учестаности у којима су интегрисани регулатори брзине налазе се на различитим локацијама. За интеграцију у јединствен управљачки систем свих елемената управљачког система употребљен је индустријски комуникацијски протокол за управљање дистрибуираним локацијама у реалном времену.

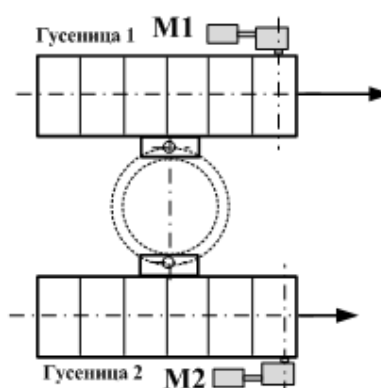
5.5. Функција електронског диференцијала управљачког алгоритма

Код двогусеничних транспорта војних борбених возила постоји сложени механички трансмисиони систем који у себи садржи и механички диференцијал (сл. 5.14) који омогућује да се гусенице крећу различитом брзином при преносу обртног момента [Лит. 21]. Различити типови трансмисионих механизма за кретање у кривину направљени су у складу са физичким принципима кретања у кривину посредством смицања целе гусеничне плоче.

Код рударских машина већих капацитета, због величине конструкције двогусеничних возних механизма, не постоји механички диференцијал већ су погони гусеница независни и за сваки погон постоји засебан електромотор (сл. 5.15).



сл. 5.14 Двогусенични механизам код борбених возила са механичким диференцијалом



сл. 5.15 Двогусенични возни механизам без механичког диференцијала

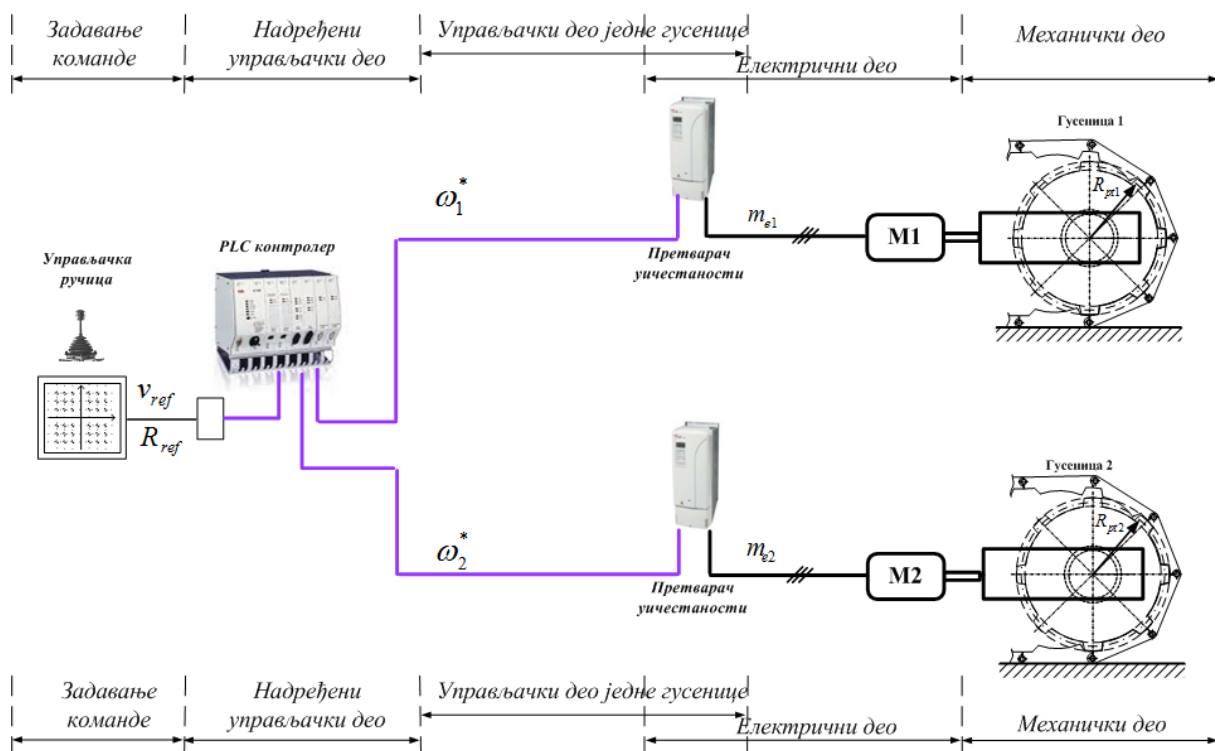
Додатна улога надређеног алгоритма управљања код двогусеничног возног механизма је да обезбеди потребну разлику брзина за кретање у кривину, при чему подређени систем управљања на претварачима учестаности обезбеђује потребан обртни моменат на обе гусенице. Другим речима надређени алгоритам управљања остварује и додатну функцију коју има механички диференцијал код борбених возила при кретању по кружној путањи. Ова функција се у теорији управљања електричним возилима назива „електронски диференцијал“ или „софтверски диференцијал“.

Задавањем различитих референтних брзина из надређеног управљачког система, у току кретања по кружној путањи, два погона гусеница крећу се различитим брзинама и при овом кретању немају механички диференцијал, што доводи до додатног напрезања конструкције преко које су повезани ови погони.

6. РЕГУЛИСАНИ ЕЛЕКТРОМОТОРНИ ПОГОН СА ДИРЕКТНОМ КОНТРОЛОМ МОМЕНТА

Динамички модел регулисаног вишемоторног погона двогусеничног возног механизма је сложен и састоји из више међусобно повезаних физичких целина. Електрични део динамичког модела је електромоторни погон сваке гусенице коју покреће кавезни асинхронни мотор напајан из претварача учестаности (сл. 6.1). Примењени претварачи учестаности раде у режиму директне контроле момента [Лит. 9].

У индустријској пракси регулисани једномоторни погони са асинхроним кавезним мотором напајају се из претварача учестаности, што наравно важи и за вишемоторне регулисане погоне. Врста, тип и број употребљених претварача зависе од врсте мотора, њихове снаге, и од врсте вишемоторног погона. Како управљање такође зависи од врсте вишемоторног погона, али и од врсте употребљених претварача, онда се о напајању и регулацији ових погона мора говорити заједно.



сл. 6.1 Функционални делови динамичког модела

Управљачки део погона једне гусенице по својој структури има компоненте и у електричном делу система због специфичности претварача учестаности (сл. 6.1). Наиме, претварач учестаности поред улоге напајања има и функцију управљања асинхроног кавезног мотора. Савремени комуникацијски протоколи омогућују интеграцију управљачког алгорита претварача у надређени систем управљања. Ова техничка карактеристика претварача учестаности, као основне јединице за напајање и регулацију једномоторног погона, представља значајну предност у реализацији регулације вишемоторних погона који имају сложену механичку спрегу.

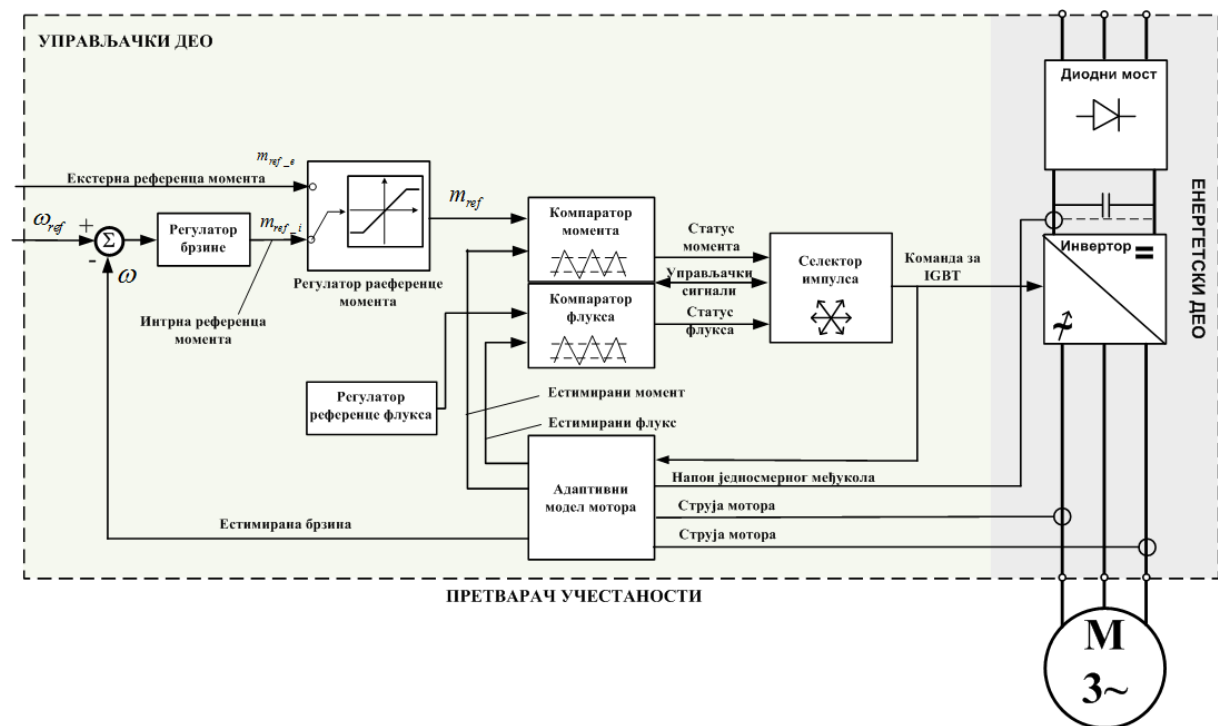
6.1. DTC управљање асинхроним мотором

Примена методе векторског управљања за контролу асинхроних погона са променљивом брзином довела је до развоја система са веома комплексном управљачком структуром. Опште посматрано, систем векторског управљања асинхроног мотора са затвореном регулационом петљом по брзини се састоји од следећих компонента:

1. PI или PID регулатора статорског флукса и момента мотора,
2. Мреже распрезања струја и/или напона,
3. Комплексне трансформације координата,
4. Конвертора из двофазног у трофазни систем координата,
5. Естиматора флукса и момента, и
6. PI или PID регулатора брзине.

Код система директне контроле момента (скраћено DTC, од енгл. Direct Torque Control), који су увели Takahashi [Лит. 1] и Depenbrock [Лит. 2] средином 1980-тих наведене компоненте (од 1 до 5) из система векторског управљања су замењене са два хистерезисна компаратора и таблицом избора активних прекидача. У [Лит. 3] је показано да се са овом веома поједностављеном управљачком структуром перформансе погона могу значајно побољшати у односу на погон са векторским управљањем.

Регулатори засновани на директној контроли момента не захтевају сложену трансформацију координата. Распрезање нелинеарне структуре асинхроног мотора се добија коришћењем контроле по принципу укључено/искључено (У/И), која може да се повеже са У/И радом прекидача у инвертору. Слично векторском управљању, флукс и момент се или мере или одређују естимацијом и користе као сигнали повратне спреге регулатора. Међутим, на супрот векторском управљању, стања прекидача у инвертору су директно одређена на основу мерених и референтних вредности флукса и момента како је приказано на сл. 6.2, а према [Лит. 14] и [Лит. 15].



сл. 6.2 Основна управљачка структура директне контроле момента

Директна контрола момента се постиже применом таблице избора активних прекидача чији су улази грешка момента, грешка амплитуде просторног вектора статорског флукса и угао просторног вектора статорског флукса. Сигнал грешке статорског флукса је дискретизован у два нивоа помоћу хистерезисног компаратора. Сигнал грешке момента је дискретизован у три нивоа

помоћу тростепеног хистерезисног компаратора. Угао статорског флуksа је дискретизован у шест сектора од по 60 степени.

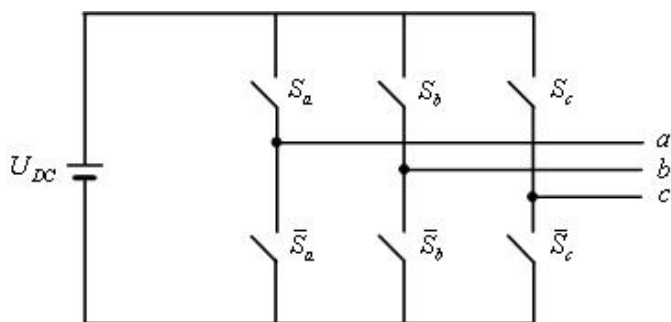
Селектор импулса је блок који одређује вектор напона \vec{u}_s инвертора који треба довести мотору применом таблице избора активних прекидача и сектора у коме се налази вектор флуksа статора, и на основу тога генерише одговарајућа стања IGBT прекидача у инвертору.

У адаптивном моделу врши се естимација интезитета статорског флуksа, естимација сектора у коме се налази вектор статорског флуksа, као и естимација електромагнетног момента и брзине мотора. На улаз регулатора брзине, који је интегрисан у управљачки део претварача учестаности, доводи се сигнал грешке естимиране брзине у односу на референтну брзину. Сигнал референтне брзине прослеђује се из надређеног управљачког система посредством индустријског комуникацијског протокола за управљање у реалном времену.

6.2. Релације напона инвертора

Директна контрола момента (DTC) асинхроног мотора је у основи настала као стратегија управљања погоном напајаним из напонског инвертора [Лит. 3], тако да ће ради објашњења DTC методе овде бити изложене релације напона код трофазног напонског инвертора [Лит. 12], [Лит. 13].

Напонски инвертор може да се представи у поједностављеној форми као на сл. 6.3, где U_{DC} означава напон једносмерног кола, а са S_a , S_b и S_c обележена су стања прекидача у горњој половини моста инвертора. При том $S=1$ значи да је прекидач укључен, док $S=0$ значи да је прекидач искључен. Као прекидачи се данас најчешће користе IGBT транзистори, а на сл. 6.3 су приказани као идеални прекидачи. Стања прекидача из доњег дела моста су супротна од оних из горње половине моста да би се избегао кратак спој једносмерног извора напајања. Одатле је број могућих конфигурација инвертора $2^3 = 8$.



сл. 6.3 Трофазни напонски инвертор

Ако инвертор напаја симетричну асинхрону машину, онда фазни напони које генерише инвертор испуњавају следећи услов:

$$u_{as} + u_{bs} + u_{cs} = 0 \quad \text{јед. 6-1}$$

и могу се представити на основу стања прекидача S_a , S_b и S_c и напона једносмерног кола:

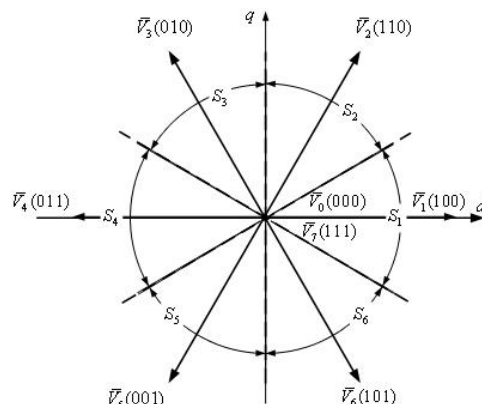
$$u_{as} = \frac{2 \cdot S_a - S_b - S_c}{3} \cdot U_{DC} \quad \text{јед. 6-2}$$

$$u_{bs} = \frac{-S_a + 2 \cdot S_b - S_c}{3} \cdot U_{DC} \quad \text{јед. 6-3}$$

$$u_{cs} = \frac{-S_a - S_b + 2 \cdot S_c}{3} \cdot U_{DC} \quad \text{јед. 6-4}$$

Просторни вектор израза јед. 6-2, јед. 6-3 и јед. 6-4 у референтном систему везаном за статор је:

$$\vec{u}_s = \frac{2}{3} \cdot U_{DC} \cdot \left(S_a + S_b \cdot e^{j\frac{2\pi}{3}} + S_c \cdot e^{j\frac{4\pi}{3}} \right) \quad \text{јед. 6-5}$$



сл. 6.4 Просторни вектори напона

и може имати 8 вредности V_k ($k=0,1,\dots,7$) приказаних на сл. 6.4 које се још називају и просторни вектори инвертора. Просторни вектори код којих је $k=1,2,\dots,6$ имају исту амплитуду која износи $(2/3) \cdot U_{DC}$ и фазне углове од $(k - 1) \cdot \pi/3$. Преостала два просторна вектора ($k = 0,7$) су нулти просторни вектори (амплитуда им је једнака нули).

6.3. Приказ једначина асинхроног мотора

Уважавајући да су код асинхроног кавезног мотора напони ротора једнаки нули, као и да су код симетричних трофазних система нулте компоненте напона једнаке нули, [Лит. 5] једначине асинхроног мотора у qd референтном систему оса који ротира синхронном брзином имају облик:

$$\begin{aligned} u_{qs} &= R_s \cdot i_{qs} + p \cdot \varphi_{qs} + \omega_s \cdot \varphi_{ds} \\ u_{ds} &= R_s \cdot i_{ds} + p \cdot \varphi_{ds} - \omega_s \cdot \varphi_{qs} \\ 0 &= R_r \cdot i_{qr} + p \cdot \varphi_{qr} + (\omega_s - \omega) \cdot \varphi_{dr} \\ 0 &= R_r \cdot i_{dr} + p \cdot \varphi_{dr} - (\omega_s - \omega) \cdot \varphi_{qr} \end{aligned} \quad \text{јед. 6-6}$$

$$\begin{aligned} \varphi_{qs} &= L_s \cdot i_{qs} + M \cdot i_{qr} \\ \varphi_{ds} &= L_s \cdot i_{ds} + M \cdot i_{dr} \\ \varphi_{qr} &= L_r \cdot i_{qr} + M \cdot i_{qs} \\ \varphi_{dr} &= L_r \cdot i_{dr} + M \cdot i_{ds} \end{aligned} \quad \text{јед. 6-7}$$

$$m_e = \frac{3}{2} \cdot P \cdot \frac{M}{L_s L_r - M^2} \cdot (\varphi_{qs} \cdot \varphi_{dr} - \varphi_{ds} \cdot \varphi_{qr}) \quad \text{јед. 6-8}$$

где су:

$p = d/dt$	Лапласов оператор
P	број пари полова
ω_s, ω	синхрона брзина и брзина ротора изражене у електричним радијанима у секунди
Λ_s, Λ_r	индуктивност расипања намотаја статора и ротора сведена на статор
M	заједничка индуктивност
$L_s = \Lambda_s + M$	сопствена индуктивност намотаја статора
$L_r = \Lambda_r + M$	сопствена индуктивност намотаја ротора сведена на статор
R_s, R_r	омски отпори намотаја статора и ротора сведеног на статор
u_{qs}, u_{ds}	qd компоненте напона статора
$i_{qs}, i_{ds}, i_{qr}, i_{dr}$	qd компоненте струје намотаја статора и ротора сведене на статор
$\varphi_{qs}, \varphi_{ds}, \varphi_{qr}, \varphi_{dr}$	qd компоненте флукса статора и ротора сведене на статор
m_e	електромагнетни момент мотора

Сви прорачуни код DTC методе врше се у стационарном референтном систему, односно при $\omega_s = 0$. Уважавајући ову чињеницу претходни систем једначина асинхроног мотора у qd систему добија облик:

$$\begin{aligned} u_{qs} &= R_s \cdot i_{qs} + p \cdot \varphi_{qs} \\ u_{ds} &= R_s \cdot i_{ds} + p \cdot \varphi_{ds} \\ 0 &= R_r \cdot i_{qr} + p \cdot \varphi_{qr} - \omega \cdot \varphi_{dr} \\ 0 &= R_r \cdot i_{dr} + p \cdot \varphi_{dr} + \omega \cdot \varphi_{qr} \end{aligned} \quad \text{јед. 6-9}$$

$$\varphi_{qs} = L_s \cdot i_{qs} + M \cdot i_{qr}'$$

$$\varphi_{ds} = L_s \cdot i_{ds} + M \cdot i_{dr}'$$

$$\varphi_{qr}' = L_r \cdot i_{qr}' + M \cdot i_{qs}$$

$$\varphi_{dr}' = L_r \cdot i_{dr}' + M \cdot i_{ds}$$

јед. 6-10

Момент мотора се може изразити преко компоненти флука :

$$m_e = \frac{3}{2} \cdot P \cdot \frac{M}{L_s L_r - M^2} \cdot (\varphi_{qs} \cdot \varphi_{dr}' - \varphi_{ds} \cdot \varphi_{qr}')$$

јед. 6-11

Вектор флука статора и вектор флука ротора могу се изразити преко qd компоненти:

$$\bar{\varphi}_s = \varphi_{qs} - j\varphi_{ds} \text{ и } \bar{\varphi}_r = \varphi_{qr}' - j\varphi_{dr}'$$

јед. 6-12

Једначина електромагнетног момента [Лит. 5] добија облик:

$$m_e = \frac{3}{2} \cdot P \cdot \frac{M}{L_s L_r - M^2} \cdot \bar{\varphi}_r \times \bar{\varphi}_s$$

јед. 6-13

Односно ако се замени векторски производ флукаева:

$$m_e = \frac{3}{2} \cdot P \cdot \frac{M}{L_s L_r - M^2} \cdot |\bar{\varphi}_r| \cdot |\bar{\varphi}_s| \cdot \sin(\theta_{\varphi_s} - \theta_{\varphi_r})$$

јед. 6-14

θ_{φ_s} - фазни став вектора флука статора

θ_{φ_r} - фазни став вектора флука ротора

Компоненте флука статора у стационарном референтном систему уз занемарење пада напона на омском отпору статора [Лит. 9] једнаке су:

$$u_{qs} = p \cdot \varphi_{qs}$$

јед. 6-15

$$u_{ds} = p \cdot \varphi_{ds}$$

Вектор напона статора $\bar{u}_s = u_{qs} - ju_{ds}$ и вектор флука статора $\bar{\varphi}_s = \varphi_{qs} - j\varphi_{ds}$ повезани су као:

$$p \cdot \bar{\varphi}_s = \bar{u}_s$$

јед. 6-16

У временском домену претходна једначина има облик:

$$\frac{d\bar{\varphi}_s}{dt} = \bar{u}_s$$

јед. 6-17

С обзиром да је време семпловања Δt (временски интервал између две узастопне промене прекидачког стања инвертора), довољно мало, претходна једначина може да се напише као:

$$\Delta \bar{\varphi}_s = \bar{u}_s \cdot \Delta t$$

јед. 6-18

Према претходној једначини промена флука има орјентацију фазора напона статора и пропорционална је његовом интезитету.

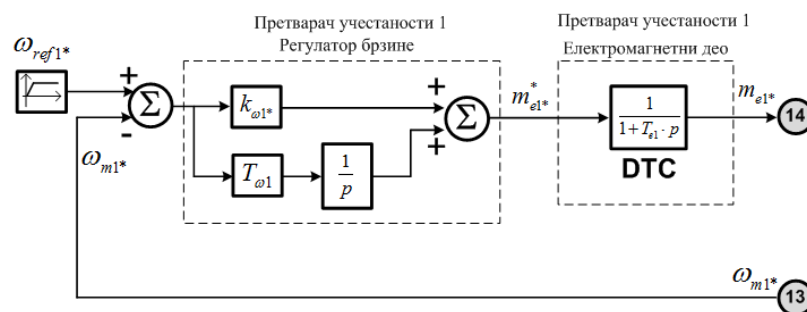
Временска константа ротора код кавезних мотора је велика што утиче да промена вектора флука ротора буде спорија од промене вектора флука статора. За довољно мали временски интервал може се сматрати да је флука ротора константан. Како се модуо флука статора мења у малим износима око задате вредности, према једначини јед. 6-18 следи да промена момента зависи од фазног става флука статора.

На основу једначина јед. 6-17, јед. 6-18 и јед. 6-14 може се извести основни концепт директне контроле момента [Лит. 13]:

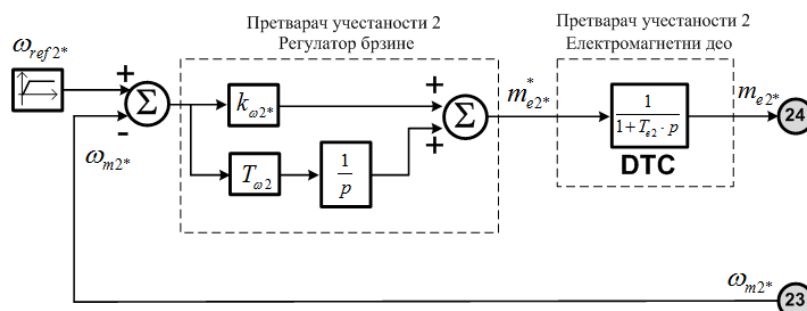
- једина величина коју обезбеђује инвертор је просторни вектор напона статора,
- просторни вектор напона статора практично регулише промене просторног вектора статорског флука,
- било која промена вектора статорског флука доводи до промене момента услед истовремене варијације амплитуде статорског флука и варијације фазног угла између вектора статорског и роторског флука.

6.4. Блок дијаграми претварача учестаности у динамичком моделу

Једна од главних предности примене директне контроле момента код кавезних асинхроних мотора је брз одзив на промену референтне вредности момента. Двогусенични возни механизми немају технолошке захтеве за рад при брзинама које су веће од номиналне. Регулисани електромоторни погон са кавезним асинхроним мотором који ради у режиму директне контроле момента, уноси извесно кашњење у одзиву на референтни момент. При моделовању динамике двогусеничног возног механизма, део блок дијаграма претварача учестаности који се односи ДТС алгоритам може се описати са блоком који има кашњење првог реда [Лит. 7]. Блок дијаграми претварача учестаности који су приказани на следећим сликама биће употребљени у динамичком моделу двогусеничног возног механизма.



сл. 6.5 Блок дијаграм претварача учестаности 1



сл. 6.6 Блок дијаграм претварача учестаности 2

Добре перформансе погона код кога је имплементирана директна контрола момента постижу се без примене тахогенератора или енкодера на вратилу мотора. Због тога је погон робустан, смањен је број потребних каблова и самим тим добија се јефтинији погон без потребе да се обезбеди прикључак за енкодер. Перформансе оваквог погона су боље од оних код тиристорског погона са једносмерним мотором [Лит. 16], тако да се може користити код апликација које су раније биле резервисане за једносмерни погон.

Алтернативна могућност стартовања мотора, названа магнећење једносмерном компонентом флукса, је такође на располагању [Лит. 16]. У овом режиму се тренутно на статор доводи оптимизована вредност једносмерне компоненте флукса релативно високог нивоа. На овај начин се минимизује време потребно да модел мотора прикупи тренутне параметре еквивалентне шеме мотора при чему се вратило не обрће. Пуна вредност момента је на располагању већ после 150 ms до 400 ms у зависности од величине мотора.

Да би динамички модел вишемоторног погона двогусеничног возног механизма био што потпунији у смислу веродостојног описивања, у поглављима која следе биће детаљно анализирани физичке појаве које су важне за понашање система, као што су:

- нелинеарност спрезања погонског точка гусенице са гусеничном траком,
- додатни отпори кретања у току вожње по кружној путањи,
- угаона еластична деформација конструкције доње градње багера у току вожње по кружној путањи.

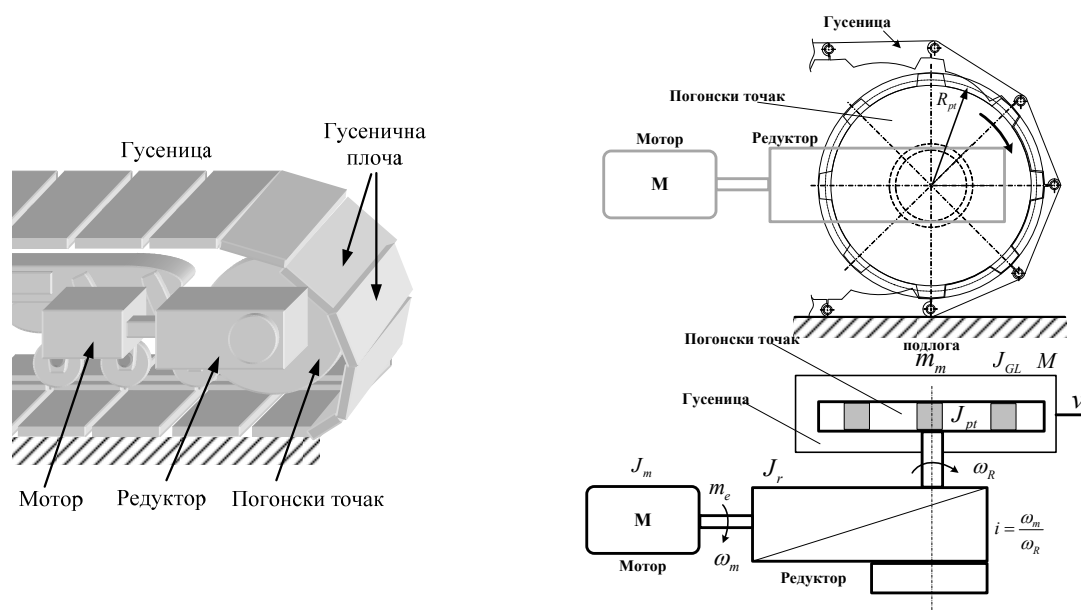
7. ПРОМЕНЉИВА МЕХАНИЧКА СПРЕГА

Регулисани електромоторни погони две гусенице возног механизма спрегнути су преко променљиве механичке спреге у току кретања по кружној путањи када се крећу различитим брзинама. Механичка спрега посредством које су спрегнути електромоторни погони гусеница је сложене природе и зависи од више физичких величина које су такође међусобно повезане и условљене.

7.1. Променљива механичка спрега погонски точак-гусенична трака

Механички систем за трансмисију обртног момента мотора у праволинијско кретање гусенице састоји се из следећих делова: кавезног асинхроног мотора, редуктора, погонског точка и гусенице (сл. 7.1). У делу механичке трансмисије од мотора до погонског точка постоји крута спрега делова преносног механизма. Веза између мотора и редуктора се остварује карданским вратилом. На багерима и одлагачима последњих година на возним гусеничним механизмима у примени су вишестепени планетарни редуктори, који се састоје од пужног улазног степена и више планетарних степена.

Механичка трансмисија између погонског точка и гусенице није крута. У овом делу механичке трансмисије постоје велики зазори у току спрезања и распрезања зубаца погонског точка са чланцима гусенице.



сл. 7.1 Погонска група мотор – редуктор на једној гусеници

Према дефиницији, једна спрега се сматра крутом ако постоји континуална веза између парцијалних маса које ротирају. На основу ове спреге оне се могу свести на једну еквивалентну инерцију [Лит. 4]. У случају спреге погонског точка и гусенице веза између парцијалних маса које ротирају није континуална због зазора у механизму преноса.

Сведени момент инерције на вратило мотора који потиче од делова механичке трансмисије погона гусенице који су круто спрегнути (сл. 7.2) износи:

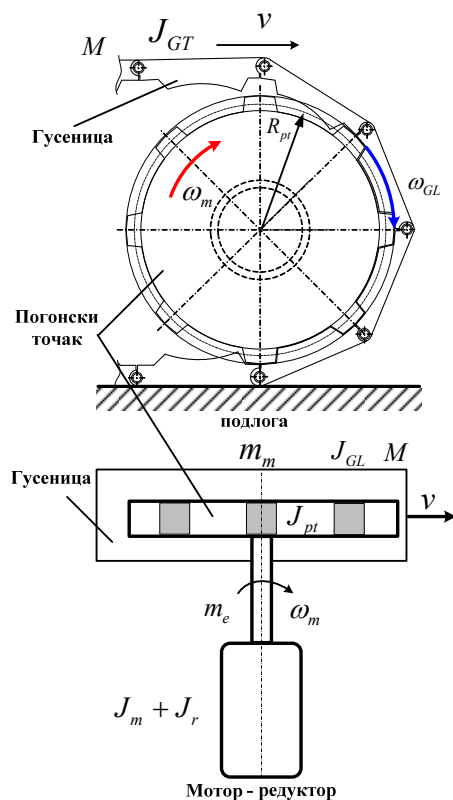
$$J_{sv} = J_m + J_r + \frac{J_{pt}}{i^2} \quad \text{јед. 7-1}$$

J_m - момент инерције мотора

J_r - момент инерције редуктора

J_{pt} - момент инерције погонског точка

i - преносни однос редуктора



сл. 7.2 Свођење момента инерције круто спрегнутих делова трансмисије

У ланцу механичке трансмисије ког погона једне гусенице не постоји крута спрега између погонског точка и гусенице. Свођење обртних маса и момената оптерећења на вратило мотора заснива се на константним билансима кинетичких енергија и механичких снага ротационог кретања између стварних и сведених величина [Лит. 4]. Ова метода свођења на еквивалентне величине зависи од константних односа брзина

Непостојање круте спреге између два елемента у преносу изазива појаву динамичких прелазних процеса код брзина, чиме се нарушава њихов константни однос. Услед ових прелазних појава које имају квазистационарну природу, биланси кинетичких енергија и биланси механичких снага између стварних и сведених величина су променљиви и у стационарним стањима, због чега се не могу употребити као физичка основа за свођење еквивалентних величина.

Свођење момента инерције J_{GT} који потиче од маса горњег дела конструкције и свих компоненти оптерећења једне гусенице m_m (сл. 7.2), на вратило мотора преко дела механичке трансмисије који није у крутој спрузи није физички оправдано, због сложених динамичких појава.

У динамичкој анализи електромоторних погона, са нагласком описивања утицаја механичког дела погона на динамичке перформансе погона [Лит. 4], употребљава се методологија која подразумева постојање круте спреге у свим деловима трансмисије обртног момента.

За потребе динамичке анализе двомоторног гусеничног погона класична методологија базирана на крутој спрузи свих делова трансмисије обртног момента не може се употребити. Имајући у виду сложеност механичке спреге између погонског точка и гусенице, за динамичку анализу преноса обртног момента код гусеничних погона у раду је развијен динамички модел спрезања погонског точка и гусенице који се базира на торзионом динамичком моделу спрезања једног зупчастог пара [Лит. 26], [Лит. 27] и [Лит. 28].

7.2. Нелинеарни динамички модел спреге погонски точак - гусенични ланац

Један зупчasti пар представља основни елемент у трансмисији обртног момента. Озубљење једног зупчастог пара чине бочне површине по којима се остварује спрезање зубаца. Општи модел спрезања једног зупчастог пара [Лит. 27] приказан је на сл. 7.3, при чему ознаке на овој слици имају следеће значење:

R_{z1}, R_{z2} - полупречници основног круга зупчаника 1 и 2,

J_{z1}, J_{z2} - моменти инерције зупчаника 1 и 2,

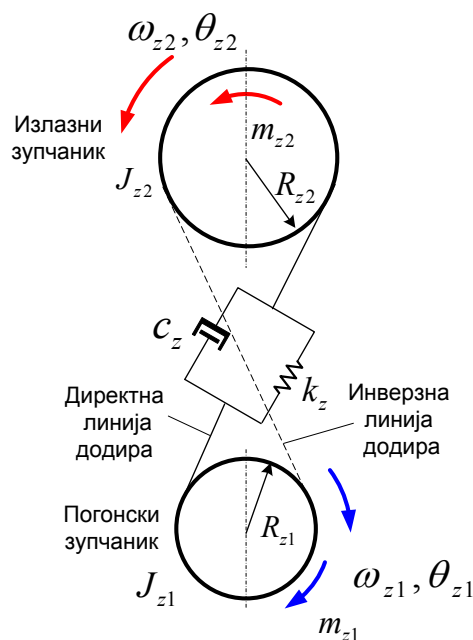
ω_{z1}, ω_{z2} - угаоне брзине зупчаника 1 и 2,

θ_{z1}, θ_{z2} - угаони помераји зупчаника 1 и 2,

m_{z1} - момент на првом зупчанику,

m_{z2} - момент на другом зупчанику.

Директна линија додира зупчастог пара (сл. 7.3) је линија која се поклапа са тангентама основних кругова зупчаника када се смер деловања момента m_{z1} на зупчанику 1 поклапа са смером угаоног помераја θ_{z1} . Уколико момент зупчаника 1 промени смер деловања спрезање зубаца се остварује преко инверзне линија додира. Крутост озубљења зупчастог пара је означена са k_z , док је са c_z означено трење.



сл. 7.3 Модел зупчастог пара

Динамичке једначине спрезања зупчастог пара у току озубљења, уз претпоставку да је први зупчаник погонски док је други повезан са оптерећењем, имају облик:

$$J_{z1} \frac{d^2 \theta_{z1}}{dt^2} = m_{z1} - R_{z1} \cdot F_{dz}(t) \quad \text{јед. 7-2}$$

$$J_{z2} \frac{d^2 \theta_{z2}}{dt^2} = R_{z2} \cdot F_{dz}(t) - m_{z2} \quad \text{јед. 7-3}$$

где је са $F_{dz}(t)$ означена сила озубљења или динамичка сила спрезања.

Динамичка сила спрезања зупчастог пара зависи од физичких својстава спреге зубаца, од коефицијента крутости, коефицијента трења, затим од зазора зубаца и режима рада. Услед постојања зазора између зубаца δ при успоравању, заустављању, или промени смера зупци преко којих се остварује спрега могу изгубити контакт при чему долази до наглих удара између зубаца. Следећи аналитички изрази описују утицај односа пређених путева по линији додира два зупчаника и зазора на спрезање зупчастог пара:

$$R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} > \delta - \text{бочне површине су у контакту по директној линији додира,}$$

$$|R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2}| \leq \delta - \text{бочне површине нису у контакту,}$$

$$R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} < -\delta - \text{бочне површине су у контакту по инверзној линији додира.}$$

Променљива $x_z(t) = R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2}$ је динамичка грешка у преносу код једног зупчастог пара и зависи од режима рада оба зупчаника. Динамичка сила спрезања сразмерна је одступању динамичке грешке од вредности зазора ($x_z(t) - \delta$) при чему је крутост материјала зубаца коефицијент сразмерности ($k_z \cdot (x_z(t) - \delta)$). Динамичка сила спрезања једног зупчастог пара која зависи од претходно описаних начина спрезања и параметара, у теорији механичких преносника описује [Лит. 27] се следећим једначинама:

$$R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} > \delta, F_{dz}(t) = c_z \cdot (R_{z1} \frac{d\theta_{z1}}{dt} - R_{z2} \frac{d\theta_{z2}}{dt}) + k_z \cdot (R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} - \delta) \quad \text{јед. 7-4}$$

$$|R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2}| \leq \delta, F_{dz}(t) = c_z \cdot (R_{z1} \frac{d\theta_{z1}}{dt} - R_{z2} \frac{d\theta_{z2}}{dt}) + 0 \quad \text{јед. 7-5}$$

$$R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} < -\delta, F_{dz}(t) = c_z \cdot (R_{z1} \frac{d\theta_{z1}}{dt} - R_{z2} \frac{d\theta_{z2}}{dt}) - k_z \cdot (R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} + \delta) \quad \text{јед. 7-6}$$

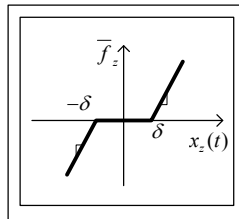
Са математичке тачке гледишта зазор између зубаца δ уноси нелинеарну зависност која обухвата претходна три услова и дата је у следећем облику:

$$\bar{f}_z(x) = \begin{cases} 1 \cdot (R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} - \delta), & R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} > \delta \\ 0, & |R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2}| \leq \delta \\ -1 \cdot (R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} + \delta), & R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} < -\delta \end{cases} \quad \text{јед. 7-7}$$

Уважавањем аналитичких израза за нелинеарност јед. 7-4, јед. 7-5 и јед. 7-6 могу се написати у форми једне једначине:

$$F_{dz}(t) = c_z \cdot (R_{z1} \frac{d\theta_{z1}}{dt} - R_{z2} \frac{d\theta_{z2}}{dt}) + k_z \cdot \bar{f}_z(x) \quad \text{јед. 7-8}$$

На сл. 7.4 приказана је нелинеарна функција (јед. 7-7) која одређује промену крутости услед зазора између бочних површина зубаца по којима се остварује спрезање.



сл. 7.4 Нелинеарна зависност крутости од динамичке грешке преноса

Детаљан опис спрезања два зупчаника (сл. 7.3) са уважавањем динамичке грешке у механичком преносу дат је у динамичком моделу зупчастог пара који је обрађен у раду [Лит. 26].

Једначине торзионог кретања пара зупчаника, које уважавају динамику спрезања, зависе од улоге зупчаника у спреси. Применом услова, према [Лит. 27], да су бочне површине у контакту по директној лињи додира:

$$R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} > \delta \quad \text{јед. 7-9}$$

као и израза за динамички силу (јед. 7-8) на јед. 7-2 за први зупчаник кога покреће погонски момент m_{e1} добија се:

$$J_{z1} \frac{d^2 \theta_{z1}}{dt^2} = m_{e1} - R_{z1} \cdot c_z \cdot (R_{z1} \frac{d\theta_{z1}}{dt} - R_{z2} \frac{d\theta_{z2}}{dt}) - R_{z1} \cdot k_z \cdot \bar{f}_z(x) \quad \text{јед. 7-10}$$

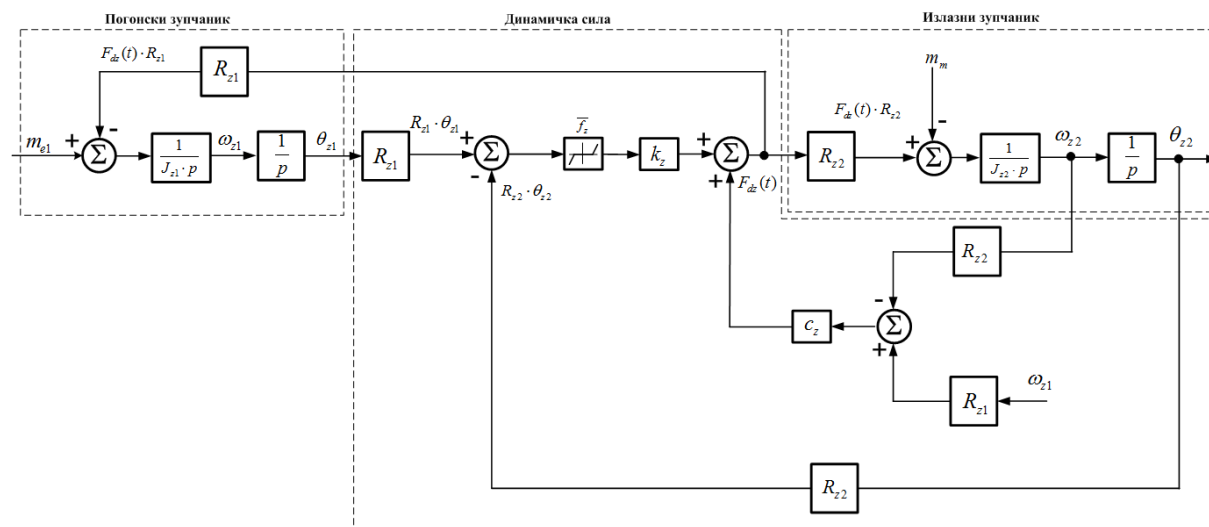
$$J_{z1} \frac{d^2 \theta_{z1}}{dt^2} = m_{e1} - R_{z1} \cdot c_z \cdot (R_{z1} \frac{d\theta_{z1}}{dt} - R_{z2} \frac{d\theta_{z2}}{dt}) - R_{z1} \cdot k_z \cdot (R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} - \delta) \quad \text{јед. 7-11}$$

За другу једначину динамичког спрезања (јед. 7-3) која описује пренос обртног момента са излазног зупчаника према оптерећењу m_m , применом услова за спрезање зубаца (јед. 7-9) и једначине за динамичку силу спрезања (јед. 7-8) добија се:

$$J_{z2} \frac{d^2 \theta_{z2}}{dt^2} = R_{z2} \cdot c_z \cdot (R_{z1} \frac{d\theta_{z1}}{dt} - R_{z2} \frac{d\theta_{z2}}{dt}) + R_{z2} \cdot k_z \cdot \bar{f}_z(x) - m_m \quad \text{јед. 7-12}$$

$$J_{z2} \frac{d^2 \theta_{z2}}{dt^2} = R_{z2} \cdot c_z \cdot (R_{z1} \frac{d\theta_{z1}}{dt} - R_{z2} \frac{d\theta_{z2}}{dt}) + R_{z2} \cdot k_z \cdot (R_{z1} \cdot \theta_{z1} - R_{z2} \cdot \theta_{z2} - \delta) - m_m \quad \text{јед. 7-13}$$

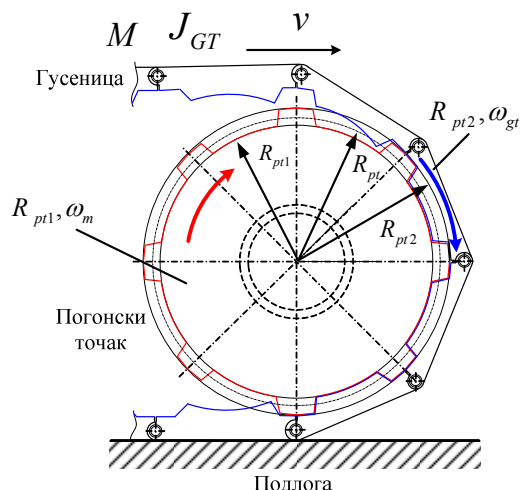
Нелинеарни динамички модел спреге два зупчаника, кога чине јед.7-11 и јед. 7-13 представљен је у форми блок дијаграма на сл. 7.5.



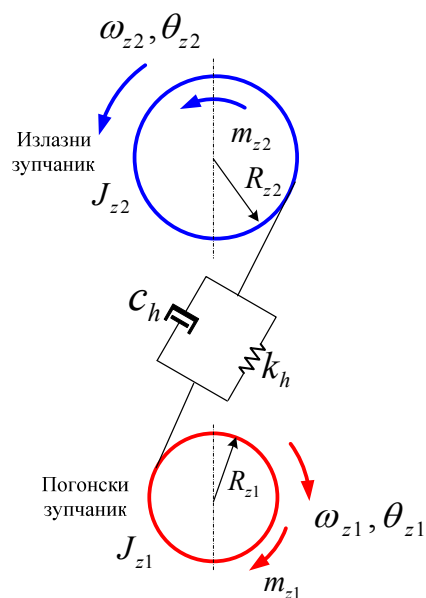
сл. 7.5 Блок дијаграм динамичког модела спреге два зупчаника

Торзиони динамички модел једног зупчастог пара, који је приказан на горњој слици, примењен је за модел динамичког модела спрезања погонског точка и гусенице код погона једне гусенице.

Погонски точак (сл. 7.1) у спрезању са гусеничном траком код гусеничног возног механизма има исту улогу као и погонски зупчаник у динамичком моделу зупчастог пара. Изрази у јед. 7-2 и јед. 7-11, који описују динамику спрезања погонског зупчаника биће основа за формирање одговарајућих једначина које описују динамику спрезања погонског точка. На сл. 7.6 и сл. 7.7 погонски точак и погонски зупчаник означени су црвеном линијом.



сл. 7.6 Спрега погонски точак - гусеница



сл. 7.7 Модел зупчастог пара

У динамичком моделу зупчастог пара излазни зупчаник предаје момент оптерећењу што одговара улози коју има гусеница. Изрази у јед. 7-3 и јед. 7-12, који описују динамику спрезања излазног зупчаника биће основа за формирање одговарајућих једначина за опис динамике спрезања гусенице. На сл. 7.6 и сл. 7.7 је плавом линијом означена је гусеница и излазни зупчаник.

Код од круте спреге механичких преносника механички део погона се описује са једном линеарном једначином првог реда [Лит. 4]. Код променљиве механичке спреге користе се две нелинеарне једначине првог реда које су међусобно спрегнуте преко динамичке силе спрезања зубаца.

У динамичком моделу спреге погонског точка и гусенице динамичка сила спрезања погонског точка и гусенице има исти облик као и у јед. 7-8, при чему се сви параметри и променљиве односе на погонски точак и гусеницу.

Једначине које описују динамику спрезања погонског точка и гусенице, зависе од улоге коју компоненте механичког преноса имају у спреси.

Први део динамичког модела механички променљиве спреге погонски точак – гусеница односи се на погонски точак и написан је на основу јед. 7-10 и јед. 7-11 са одговарајућим параметрима и променљивим величинама.

Погонском моменту мотора противи се момент оптерећења који је последица силе динамичког спрезања у механичком преносу код погонског точка. Поред овог оптерећења узето је у обзир и оптерећење које потиче од трења обртних маса које чине круту спрегу са коефицијентом трења k_{om} :

$$J_{sv} \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} = m_{e1} - R_{pt1} \cdot \frac{F_d(t)}{i} - k_{om} \cdot \omega_m \quad \text{јед. 7-14}$$

$$J_{sv} \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} = m_{e1} - \frac{R_{pt1} \cdot c_{pt}}{i} \cdot (R_{pt1} \frac{d\theta_m}{dt} - R_{pt2} \frac{d\theta_{gt}}{dt}) - \frac{R_{pt1} \cdot k_{pt}}{i} \cdot (R_{pt1} \theta_m - R_{pt2} \theta_{gt} - \delta) - k_{om} \cdot \omega_m \quad \text{јед. 7-15}$$

Други део динамичког модела механички променљиве спреге погонски точак – гусеница односи се на гусеницу и написан је на основу јед. 7-12 и јед. 7-13 са одговарајућим параметрима и променљивим величинама.

Код гусенице динамичка сила спрезања променљиве спреге у механичком преносу има покретачку природу и њој се противи оптерећење. Оптерећење једне гусенице је сложене природе и у овој фази развоја динамичког модела принципијелно је подељено на две компоненте, једну која

константна и другу која зависи од брзине. У наредном одељку биће детаљно описане додатне компоненте оптерећења једне гусенице при кретању по кружној путањи.

$$J_{GT} \frac{d^2 \theta_{gt}}{dt^2} = R_{pt2} \cdot F_d(t) - m_m - k_{\omega gt} \omega_{gt} \quad \text{јед. 7-16}$$

$$J_{GT} \frac{d^2 \theta_{gt}}{dt^2} = R_{pt2} \cdot c_{pt} \cdot (R_{pt1} \frac{d\theta_m}{dt} - R_{pt2} \frac{d\theta_{gt}}{dt}) + R_{pt2} \cdot k_{pt} \cdot (R_{pt1} \theta_m - R_{pt2} \theta_{gt} - \delta) - m_m - k_{\omega gt} \cdot \omega_{gt} \quad \text{јед. 7-17}$$

У једначинама јед. 7-14, јед. 7-15, јед. 7-16 и јед. 7-17 употребљене променљиве величине и параметри описују спрегу погонског точка и гусенице и имају следеће значење:

θ_m - угаони померај вратила мотора,

θ_{gt} - угаони померај гусенице при кретању по делу обима погонског точка,

ω_m - угаона брзина вратила мотора,

ω_{gt} - угаона брзина гусенице при кретању по делу обима погонског точка,

m_{e1} - момент кавезног асинхроног мотора,

J_{sv} - сведени момент инерције на вратило мотора према јед. 7-1,

J_{GT} - момент инерције горњег дела конструкције,

c_{pt} - трење озубљења спреге погонски точак – гусеница

k_{pt} - крутост озубљења спреге погонски точак – гусеница

R_{pt1} – полупречник подножја зубаца погонског точка,

R_{pt2} – полупречник врха зубаца погонског точка,

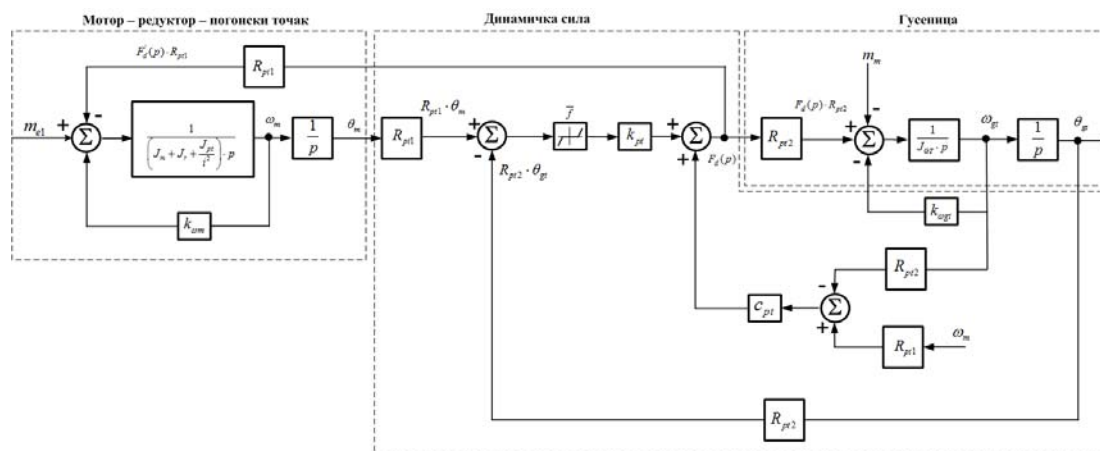
i - преносни однос редуктора

$k_{\omega m}$ – коефицијент трења обртних маса које чине круту спрегу,

$k_{\omega gt}$ – коефицијент трења који узима у обзир оптерећења гусенице зависно од брзине,

m_m - сва оптерећења једне гусенице која не зависе од брзине.

У овој аналогији брзина погонског точка одговара брзини погонског зупчаника, док брзина гусенице одговара брзини излазног зупчаника. Гусеница представља зупчаник који је озубљен са унутрашње стране, тако да се остварује спрезање са погонским точком. Нелинеарни динамички модел спреге погонског точка и гусенице, кога чине изрази јед. 7-15 и јед. 7-17, представљен је у форми блок дијаграма у операторком домену на сл. 7.8.



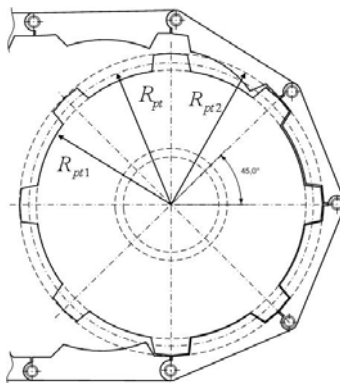
сл. 7.8 Динамички модел спреге погонског точка и гусенице

Поменути модел је прилагођен специфичностима које има спрега погонског точка и гусенице. Динамички модел једне гусенице примениће се за развој динамичког модела двогусеничног

возног механизма на сваку гусеницу засебно. При томе структура динамичког модела спреге погонског точка - гусеница остаће иста уз одговарајућа проширења која узимају у обзир додатна оптерећења при кретању по кружној путањи.

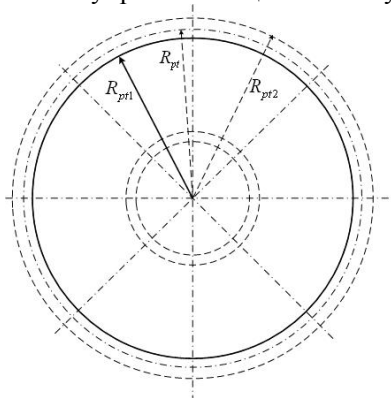
7.2.1. Промена полупречника спрезања

Сам погонски точак је диск одређеног полупречника и дебљине на чијем се обиму налазе зуби за спрезање. Подножје зуба налази се на обиму погонског точка са полупречником R_{pt1} . Врх зуба поклапа се са кружницом која има полупречник R_{pt2} . Разлика ова два полупречника дефинише висину зуба $h_z = R_{pt2} - R_{pt1}$, као што је приказано на следећој слици:

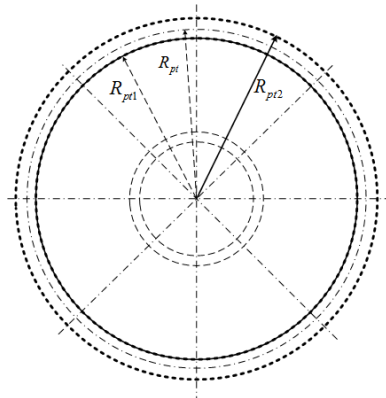


сл. 7.9 Погонски точак у спреси са гусеницом

У циљу аналитичког описа еквивалентног полупречника спрезања извршена је претпоставка да се спрезање обавља наизменично са два еквивалентна концентрична погонска точка која имају континуални полупречник по целом обиму спрезања као на сл. 7.10 и сл. 7.11.

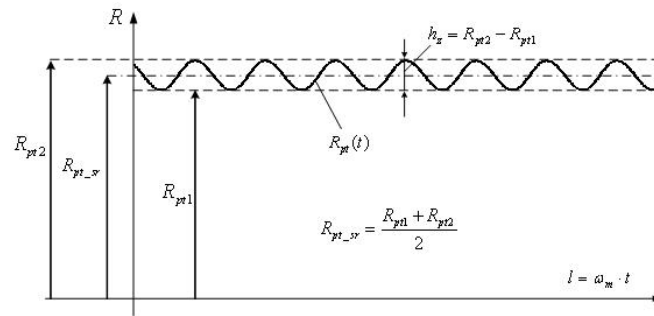


сл. 7.10 Еквивалентни погонски точак полупречника R_{pt1}



сл. 7.11 Еквивалентни погонски точак полупречника R_{pt2}

Први, мањи еквивалентни погонски точак има полупречник R_{pt1} који одговара полупречнику кружнице на којој леже подножја зубаца на стварном погонском точку. Други, већи еквивалентни погонски точак има полупречник R_{pt2} који одговара полупречнику кружнице која се поклапа са линијом врха зуба на погонском точку. На сл. 7.12 полупречници R_{pt1} и R_{pt2} , као и њихова средња вредност R_{pt_sr} приказани су правим испрекиданом линијама у зависности од лучне координате $l = \omega_m \cdot t$. Временски променљив еквивалентни полупречник погонског точка $R_{pt}(t)$ има једносмерну компоненту једнаку средњем полупречнику R_{pt_sr} и наизменичну компоненту чија се вредност мења у опсегу $R_{pt2} - R_{pt1}$.



сл. 7.12 Промена еквивалентног полупречника спрезања од лучне координате l

С обзиром на обртно кретање погонског точка преко кога се врши спрезање претпостављена је синусна временска промена полупречника. Учестаност синусне функције једнака је целобројном умношку броја зубаца и угаоне брзине погонског точка. Еквивалентни полупречник спрезања може се апроксимирати следећом функцијом:

$$R_{pt}(t) = \frac{R_{pt1} + R_{pt2}}{2} - \frac{R_{pt2} - R_{pt1}}{2} \cdot \sin(n_z \cdot \omega_m \cdot t) \quad \text{јед. 7-18}$$

где је n_z број зубаца погонског точка. С обзиром на аналитички израз временске промене еквивалентног полупречника спрезања (јед. 7-18) извршена је модификација динамичког модела механички променљиве спреге погонски точак – гусеница. Модификација се састоји у замени две константне вредности полупречника спрезања R_{pt1} и R_{pt2} , у једначинама од јед. 7-14 до јед. 7-17, са временски променљивим полупречником $R_{pt}(t)$, и има следећи облик:

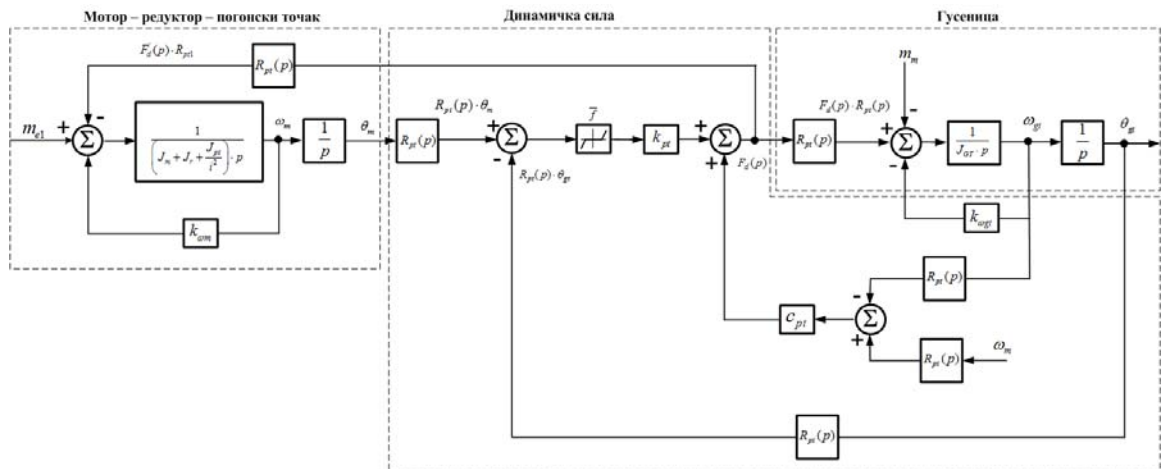
$$J_{sv} \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} = m_{e1} - R_{pt}(t) \cdot \frac{F_d(t)}{i} - k_{om} \cdot \omega_m \quad \text{јед. 7-19}$$

$$J_{sv} \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} = m_{e1} - \frac{R_{pt}(t) \cdot c_{pt}}{i} \cdot \left[R_{pt}(t) \cdot \frac{d\theta_m}{dt} - R_{pt}(t) \cdot \frac{d\theta_{gt}}{dt} \right] - \frac{R_{pt}(t) \cdot k_{pt}}{i} \left[R_{pt}(t) \cdot \theta_m - R_{pt}(t) \cdot \theta_{gt} - \delta \right] - k_{om} \cdot \omega_m \quad \text{јед. 7-20}$$

$$J_{GT} \frac{d^2 \theta_{gt}}{dt^2} = R_{pt}(t) \cdot F_d(t) - m_m - k_{ogt} \omega_{gt} \quad \text{јед. 7-21}$$

$$J_{GT} \frac{d^2 \theta_{gt}}{dt^2} = R_{pt}(t) \cdot c_{pt} \cdot \left[R_{pt}(t) \cdot \frac{d\theta_m}{dt} - R_{pt}(t) \cdot \frac{d\theta_{gt}}{dt} \right] - R_{pt}(t) \cdot k_{pt} \cdot \left[R_{pt}(t) \cdot \theta_m - R_{pt}(t) \cdot \theta_{gt} - \delta \right] - m_m - k_{ogt} \cdot \omega_{gt} \quad \text{јед. 7-22}$$

Нелинеарни динамички модел спреге погонског точка и гусенице са временски променљивим полупречником спрезања, кога чине изрази јед. 7-20 и јед. 7-22, представљен је у форми блок дијаграма у операторском домену на сл. 7.13.

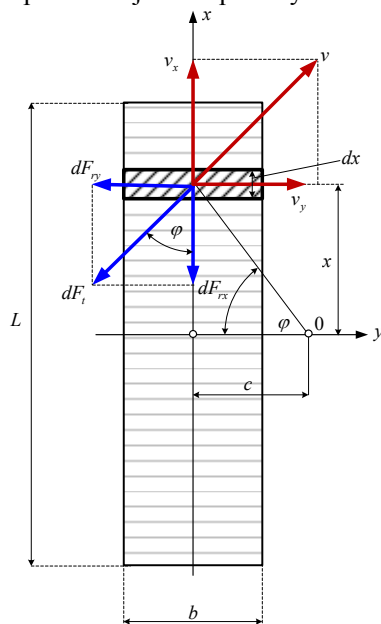


сл. 7.13 Модификовани динамички модел спреге погонског точка и гусенице

7.3. Додатни отпори при кретању по кружној путањи

При праволинијском кретању двогусеничног возног механизма погони гусеница треба да савладају унутрашње отпоре кретања који су последица трења металних покретних делова у гусеничном механизму и спољашње отпоре кретања који потичу од трења гусеничне плоче према тлу.

Површина налегања једне гусенице (сл. 7.14) на тло је правоугаоник ширине b (ширина гусеничне папуче) и дужине L (растојање између оса погонског и пасивног точка). На ову површину делује вертикално оптерећење при праволинијском кретању возног механизма.



сл. 7.14 Додатне силе трења при кретању у кривину

Код двогусеничних возних механизма додатна оптерећења настају када рударска машина треба да савлада кривину. Кретање по кружној путањи одговарајућег полупречника кривине остварује се кретањем различитим брзинама појединачних погона гусеница. При оваквом кретању гусеничне плоче врше клизање (смицање о тло) једновремено по уздужној и попречној оси. Као последица оваквог начина кретања делују додатне силе трења између гусеница и подлоге двогусеничног возног механизма.

У литератури [Лит. 23] дати су коначни изрази за израчунавање компоненти силе трења при кретању по кружној путањи. На основу њих се може закључити да је полупречник кривине битан параметар који утиче на величину додатних сила трења.

На сл. 7.14 дати су векторски дијаграми брзине и силе трења на једној гусеници која се окреће у десно. Вектори су приказани у односу на координатни систем чији се координатни почетак налази у геометријском центру гусенице. У подужном правцу гусенице постављена је x -оса, док је у попречном правцу постављена y -оса. У истом правцу вектора брзине посматране елементарне површине $b \cdot dx$ делује и сила трења која се противи кретању. Смер вектора силе трења је супротан од смера вектора брзине. У истом односу се налазе подужне и попречне компоненте брзине и силе трења.

Према сл. 7.14 делују две компоненте додатне силе трења због кретања по кружној путањи. Једна попречна или латерална компонента силе трења (која делује у правцу y осе) и која се противи окретању возног механизма угаоном брзином Ω . Друга подужна или лонгитудинална компонента силе трења делује по правцу x осе гусенице.

Свака елементарна површина $b \cdot dx$ врши обртно кретање око тачке O и узрокује због тога елементарну силу трења dF_i између гусеничне плоче и подлоге. Тачка O представља центар у односу на кога се одређује полупречник кружне путање. У првом приступу за одређивање додатних отпора

користиће се претпоставка да је притисак дуж целе површине налегања гусенице константан и да не зависи релативне брзине гусенице према тлу, као што је дато :

$$P = \frac{\mu \cdot F_G}{S} = \frac{\mu \cdot m \cdot g}{S} = const. \quad \text{јед. 7-23}$$

У претходној једначини величина μ је коефицијент трења између гусенице и тла, док је F_G вертикално оптерећења на једну гусеницу.

Елементарна сила трења која делује између папуча гусенице и подлоге, на елементарној површини $dS = b \cdot dx$ добија се као производ константног притиска на целу површину налегања гусенице и саме елементарне површине:

$$dF_t = P \cdot dS = \frac{\mu \cdot F_G}{S} \cdot dS = \frac{\mu \cdot F_G}{b \cdot L} \cdot b \cdot dx \quad \text{јед. 7-24}$$

Разлагањем елементарне силе трења dF_t на њене компоненте може се одвојено размотрити утицај додатних сила трења на оптерећење погона. За један константан полупречник кривине c (сл. 7.14) положај елементарних површина је дефинисан са променљивим углом φ , односно са променљивом координатом x .

Попречна компонента елементарне силе трења је:

$$dF_{ry} = dF_t \cdot \sin \varphi, \quad \sin \varphi = \frac{x}{\sqrt{x^2 + c^2}} \quad \text{јед. 7-25}$$

Подужна компонента елементарне силе трења је:

$$dF_{rx} = dF_t \cdot \cos \varphi, \quad \cos \varphi = \frac{c}{\sqrt{x^2 + c^2}} \quad \text{јед. 7-26}$$

7.3.1. Попречни отпори кретања

При кретању у кривину попречна компонента елементарне силе трења противи се обртању око тачке O . Елементарни отпорни момент окретању кога ствара елементарна попречна компонента силе трења на растојању x је:

$$dM_r = x \cdot dF_y \quad \text{јед. 7-27}$$

Укупни ефекат деловања попречне компоненте силе трења у току кретања по кружној путањи, добија се интеграцијом производа попречне компоненте елементарне силе трења и растојања x и представља отпорни момент трења:

$$M_r = \int x \cdot dF_y \quad \text{јед. 7-28}$$

Укупни отпорни момент трења добија се интеграцијом израза у јед. 7-28 по дужини гусенице $-L/2 < x < L/2$:

$$M_r = 2 \cdot \int_0^{L/2} x \cdot dF_{ry} = 2 \int_0^{L/2} \frac{\mu \cdot F_G}{b \cdot L} \cdot \sin \varphi \cdot b \cdot x \cdot dx \quad \text{јед. 7-29}$$

$$M_r = 2 \cdot \frac{\mu \cdot F_G}{L} \cdot \int_0^{L/2} \frac{x^2}{\sqrt{x^2 + c^2}} dx \quad \text{јед. 7-30}$$

Решење неодређеног интеграла из претходне јед. 7-30 има облик:

$$\int \frac{x^2}{\sqrt{x^2 + c^2}} dx = \frac{1}{2} \cdot x \sqrt{c^2 + x^2} - \frac{1}{2} \cdot c^2 \ln(x + \sqrt{c^2 + x^2}) \quad \text{јед. 7-31}$$

Заменом јед. 7-31 у јед. 7-30 добија се:

$$M_r = 2 \cdot \frac{\mu \cdot F_G}{L} \cdot \int_0^{L/2} \frac{x^2}{\sqrt{x^2 + c^2}} dx = 2 \cdot \frac{\mu \cdot F_G}{L} \left[\frac{1}{2} \cdot x \sqrt{c^2 + x^2} - \frac{1}{2} \cdot c^2 \ln(x + \sqrt{c^2 + x^2}) \right]_0^{L/2} \quad \text{јед. 7-32}$$

Применом граничних вредности на решење неодређеног интеграла у јед. 7-32 добијен је облик релације за отпорни момент трења који треба да се савлада при попречном клизању гусенице о тло:

$$M_r = \frac{\mu \cdot F_G L}{4} \left[\sqrt{1 + \left(\frac{2c}{L}\right)^2} - \left(\frac{2c}{L}\right)^2 \cdot \ln \frac{1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2c}{L}\right)^2}}{\frac{2c}{L}} \right] \quad \text{јед. 7-33}$$

Увођењем односа полупречника кривине c и дужине гусенице L , $\zeta = \frac{2c}{L}$ који представља померај закретања погона гусеница, претходни израз у јед. 7-33 има исти облик као у [Лит. 23]:

$$M_r = \frac{\mu \cdot F_G \cdot L}{4} \cdot \left(\sqrt{1 + \zeta^2} - \zeta^2 \cdot \ln \frac{1 + \sqrt{1 + \zeta^2}}{\zeta} \right) = \frac{\mu \cdot F_G \cdot L}{4} \cdot f_1(\zeta) \quad \text{јед. 7-34}$$

где је $f_1(\zeta) = \sqrt{1 + \zeta^2} - \zeta^2 \cdot \ln \frac{1 + \sqrt{1 + \zeta^2}}{\zeta}$ нелинеарна функција.

Отпорни момент трења према јед. 7-34 сразмеран је коефицијенту трења, тежини вертикалног оптерећења, дужини гусенице и нелинеарној функцији $f_1(\zeta)$. Померај закретања погона гусеница ζ директно зависи од полупречника кружне путање и обрнуто је сразмеран дужини гусенице:

$$\zeta = \frac{2}{L} c = \frac{2}{L} R = a_1 \cdot R \quad \text{јед. 7-35}$$

За један двогусенични возни механизам дужина гусенице L је константна величина. Заменом услова из јед. 7-35 у израз за нелинеарну функцију $f_1(\zeta)$ она постаје функција $f_1(R)$, нове променљиве полупречника кривине R :

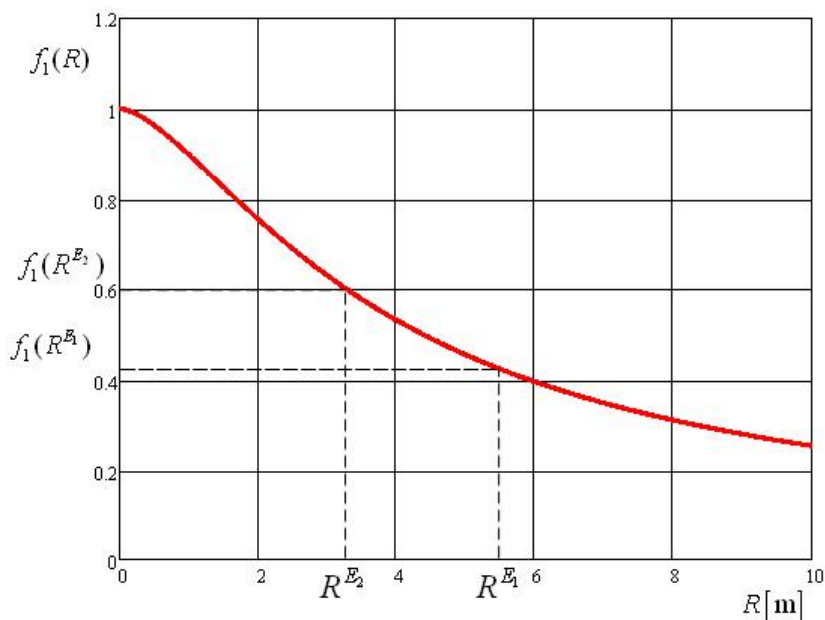
$$f_1(R) = \sqrt{1 + a_1^2 \cdot R^2} - a_1^2 \cdot R^2 \cdot \ln \frac{1 + \sqrt{1 + a_1^2 R^2}}{a_1 \cdot R} \quad \text{јед. 7-36}$$

Ако посматрамо пример гусенице багера SRs 400 на површинском копу Дрмно (Прилог 1), чија је гусеница дужине $L=8$ m, јед. 7-36 добија облик:

$$f_1(R) = \sqrt{1 + 0,25^2 \cdot R^2} - 0,25^2 \cdot R^2 \cdot \ln \frac{1 + \sqrt{1 + 0,25^2 \cdot R^2}}{0,25 \cdot R} \quad \text{јед. 7-37}$$

чија је графичка презентација дата на следећем графику.

Са дијаграма на сл. 7.15 уочава се да нелинеарна функција $f_1(R)$ опада са порастом полупречника кривине. У теорији гусеничних транспорта [Лит. 21], познато је да коефицијент латералног трења (или бочног трења) у току закретања гусеничног транспорта опада са порастом полупречника кривине. Дијаграм на сл. 7.15 као и производ коефицијента трења μ и нелинеарне функције $f_1(\zeta)$ у јед. 7-34 потврђују да коефицијент трења у току кретања по кружној путањи опада са порастом полупречника кривине.



сл. 7.15 Нелинеарна зависност $f_1(R)$ од полупречника кривине

Утицај нелинеарности која је изражена аналитички функцијом $f_1(\zeta)$, може се физички објаснити као последица нелинеарне промене бочног коефицијента трења при кружном кретању са различитим полупречницима кривине. Отпорни момент трења у току кретања по кривини мења се сразмерно са променом бочног коефицијента трења и може се написати у следећем облику:

$$M_r = \frac{\mu \cdot F_G \cdot L}{4} \cdot f_1(\zeta) = \frac{\mu \cdot f_1(\zeta) \cdot F_G \cdot L}{4} = \frac{\mu \cdot f_1(R) \cdot F_G \cdot L}{4} = \frac{\mu_{B1}(R) \cdot F_G \cdot L}{4} \quad \text{јед. 7-38}$$

Са аспекта управљања двогусеничним возним механизмом употребом надређеног алгоритма управљања који као референтну величину има полупречник кривине, важно је уочити да се на основу претходног разматрања може проценити колики ће бити утицај попречног отпора кретању по кружној путањи са унапред одређеним полупречником кривине.

7.3.2. Подужни отпори кретања

При кретању у кривину подужна компонента елементарне силе трења противи се компоненти брзине по x оси, односно противи се праволинијском кретању. Сумарни ефекат деловања подужне компоненте силе трења у току кретања по кружној путањи, добија се интеграцијом подужне компоненте елементарне силе трења по целој дужини гусенице $-L/2 < x < L/2$:

$$F_{rx} = 2 \cdot \int_0^{L/2} dF_{rx} = 2 \int_0^{L/2} \frac{\mu \cdot F_G}{b \cdot L} \cdot \cos \varphi \cdot b \cdot dx \quad \text{јед. 7-39}$$

Подужна компонента силе трења је:

$$F_{rx} = \mu \cdot F_G \cdot \frac{2c}{L} \int_0^{L/2} \frac{1}{\sqrt{c^2 + x^2}} dx \quad \text{јед. 7-40}$$

Применом табеларног решења неодређеног интеграла из претходне јед. 7-40 подужна компонента силе трења добија следећи облик:

$$F_{rx} = \mu \cdot F_G \cdot \frac{2c}{L} \cdot \ln \left(x + \sqrt{c^2 + x^2} \right) \Big|_0^{L/2} \quad \text{јед. 7-41}$$

Заменом граничних вредности интеграла у јед. 7-41 добија се израз за подужну силу трења при уздужном клизању гусенице о тло:

$$F_{rx} = \mu \cdot F_G \cdot \frac{2c}{L} \cdot \ln \left[\frac{1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2c}{L}\right)^2}}{\frac{2c}{L}} \right] \quad \text{јед. 7-42}$$

Увођењем односа полупречника кривине c и дужине гусенице L , $\zeta = \frac{2c}{L}$ који представља померај закретања погона гусеница, претходни израз у јед. 7-43 има исти облик као у [Лит. 23]:

$$F_{rx} = \mu \cdot F_G \cdot \left(\zeta \cdot \ln \frac{1 + \sqrt{1 + \zeta^2}}{\zeta} \right) = \mu \cdot F_G \cdot f_2(\zeta) \quad \text{јед. 7-43}$$

где је: $f_2(\zeta) = \zeta \cdot \ln \frac{1 + \sqrt{1 + \zeta^2}}{\zeta}$ нелинеарна функција.

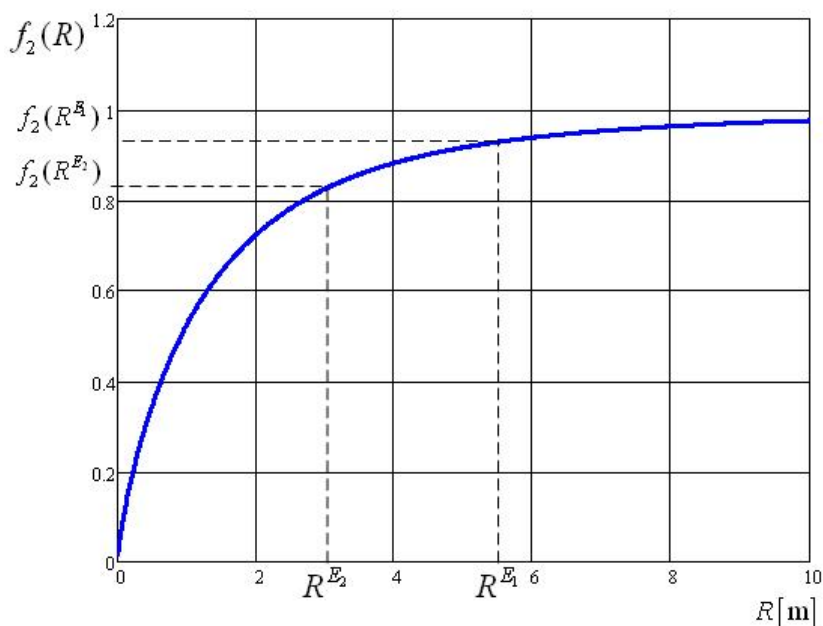
Заменом услова из јед. 7-35 у израз за нелинеарну функцију $f_2(\zeta)$ она постаје функција $f_2(R)$, , нове променљиве полупречника кривине R :

$$f_2(R) = a_1 \cdot R \cdot \ln \frac{1 + \sqrt{1 + a_1^2 R^2}}{a_1 \cdot R} \quad \text{јед. 7-44}$$

Ако посматрамо пример гусенице багера SRs 400 на површинском копу Дрмно (Прилог 1), чија је гусеница дужине $L=8$ m, јед. 7-44 добија облик:

$$f_2(R) = 0,25 \cdot R \cdot \ln \frac{1 + \sqrt{1 + 0,25^2 \cdot R^2}}{0,25 \cdot R} \quad \text{јед. 7-45}$$

чија је графичка презентација дата на следећем графику.



сл. 7.16 Нелинеарна зависност $f_2(R)$ од полупречника кривине

Подужна компонента отпорне силе која је дата изразом јед. 7-43, расте са повећањем полупречника кривине, као што је приказано на претходном графику.

7.4. Временска промена додатних отпорних сила

Први приступ у одређивању утицаја тла на отпор при кретању по кружној путањи подразумевао је претпоставку да је притисак на тло константан [Лит. 23], као што је дато изразом јед. 7-24. Према [Лит. 22] пуна вредност коефицијента трења достиже се тренутно на почетку кретања. Колумбов закон о трењу претпоставља да се пуна сила трења достиже тренутно чим почне кретање гусенице у односу на тло.

Други приступ [Лит. 21] у одређивању реакције подлоге на клизање гусенице при кретању гусеничног возног механизма по кружној путањи је уважавање временске промене коефицијента трења. Према овом приступу достизање пуне вредности силе трења је прелазни процес са одређеним трајањем. Карактер ових промена одређен је врстом подлоге, полупречником кривине, угаоном брзином кретања по кривини, као и димензијама самих гусеница.

Тангенцијални напон смицања који се настаје између гусеничне плоче и тла зависи од смицања тла и дат је изразом [Лит. 21]:

$$\tau = \sigma \cdot \mu \left(1 - e^{-j/K}\right) \quad \text{јед. 7-46}$$

где су σ притисак на тло, μ коефицијент трења између гусенице и тла, j смицање тла и K модуо деформације тла при смицању. Елементарна сила смицања која настаје између елементарне површине dS гусенице и тла може се изразити као:

$$dF_t = \tau \cdot dS = \sigma \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-j/K}\right) \cdot dS \quad \text{јед. 7-47}$$

У општем случају смицање тла у току кретања по кружној путањи је сложена функција координата положаја и времена. Смицање тла је променљиво по x и y правцу и добија се интеграцијом одговарајућих компоненти релативних брзина гусенице према подлози. Проблем додатно усложњава и чињеница да компоненте брзина према подлози нису константне у свим тачкама гусенице у току кретања по кривини, и да су функције две променљиве $v_x(y,t)$ и $v_y(x,t)$, као што је објашњено у 5.3. Смицања тла по x и y оси интеграцијом одговарајуће компоненте релативне брзине постају функције две променљиве:

$$j_x(y,t) = \int v_x(y,t) dt \quad \text{јед. 7-48}$$

$$j_y(x,t) = \int v_y(x,t) dt \quad \text{јед. 7-49}$$

Зависност смицања тла од положаја и времена отежавају добијање аналитичких израза за компоненте трења интеграцијом по целој површини елементарне силе смицања.

$$dF_{tx} = \tau_x \cdot dS = \sigma_x \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-j_x(y,t)/K}\right) \cdot dS \quad \text{јед. 7-50}$$

$$dF_{ty} = \tau_y \cdot dS = \sigma_y \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-j_y(x,t)/K}\right) \cdot dS \quad \text{јед. 7-51}$$

У циљу уважавања утицаја релативних брзина према тлу на прелазни процес пораста коефицијента подужног и попречног трења уведена су следећа упрошћења (апроксимације):

1. да су хоризонталне компоненте релативне брзине према тлу у свим тачкама спољне гусенице I једнаке хоризонталној компоненти брзине (јед. 5-22) у правцу подужне осе A_1B_1 гусенице I , као на сл. 5.8 :

$$v_{x1}(t) = v_{xA1B1} = R \cdot \Omega + \frac{B}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 7-52}$$

2. да су хоризонталне компоненте релативне брзине према тлу у свим тачкама унутрашње гусенице II једнаке хоризонталној компоненти брзине (јед. 5-23) у правцу подужне осе A_2B_2 , гусенице II , као на сл. 5.8 :

$$v_{x2}(t) = v_{xA2B2} = R \cdot \Omega - \frac{B}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 7-53}$$

3. да су вертикалне компоненте релативне брзине према тлу у свим тачкама гусенице *I* једнаке вертикалној компоненти брзине (јед. 5-24) у тачки *B*₁ на растојању *L*/*2* од *y* осе, као на сл. 5.8 :

$$v_{Y1}(t) = v_{YB1} = R \cdot \Omega \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{L}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 7-54}$$

4. да су вертикалне компоненте релативне брзине према тлу у свим тачкама гусенице *II* једнаке вертикалној компоненти брзине (јед. 5-25) у тачки *A*₂ на растојању *L*/*2* од *y* осе, као на сл. 5.8 :

$$v_{Y2}(t) = v_{YA2} = R \cdot \Omega \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{L}{2} \cdot \Omega \quad \text{јед. 7-55}$$

Интеграцијом одговарајућих апроксимираних компоненти релативних брзина, смицања тла по *x* и *y* оси постају функције једне променљиве, времена *t*.

Временске промене смицања тла по *x* оси спољашње и унутрашње гусенице имају различите облике:

$$j_{X1}(t) = \int v_{X1}(t) dt = \left(R \cdot \Omega + \frac{B}{2} \cdot \Omega \right) \cdot t \quad \text{јед. 7-56}$$

$$j_{X2}(t) = \int v_{X2}(t) dt = \left(R \cdot \Omega - \frac{B}{2} \cdot \Omega \right) \cdot t \quad \text{јед. 7-57}$$

Временске промене смицања тла по *y* оси спољашње и унутрашње гусенице разликују се и дате су следећим изразима:

$$j_{Y1}(t) = \int v_{Y1}(t) dt = \left(\operatorname{tg} \beta \cdot R \cdot \Omega + \frac{L}{2} \cdot \Omega \right) t \quad \text{јед. 7-58}$$

$$j_{Y2}(t) = \int v_{Y2}(t) dt = \left(\operatorname{tg} \beta \cdot R \cdot \Omega - \frac{L}{2} \cdot \Omega \right) t \quad \text{јед. 7-59}$$

Заменом израза из јед. 7-56 и јед. 7-57 у јед. 7-50 добија се експоненцијална временска зависност елементарних компоненти силе трења по *x* оси у току кретања по кружној путањи.

Елементарна компонента силе трења по *x* оси спољашње и унутрашње гусенице има облик:

$$dF_{\alpha 1} = \tau_{x1} \cdot dS = \sigma_x \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{\left(R \cdot \Omega + \frac{B}{2} \cdot \Omega \right) t}{K}} \right) \cdot dS = \sigma_x \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t} \right) \cdot dS \quad \text{јед. 7-60}$$

$$dF_{\alpha 2} = \tau_{x2} \cdot dS = \sigma_x \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{\left(R \cdot \Omega - \frac{B}{2} \cdot \Omega \right) t}{K}} \right) \cdot dS = \sigma_x \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t} \right) \cdot dS \quad \text{јед. 7-61}$$

Према претходним изразима временске константе за *x* компоненте силе трења обрнуто су пропорционалне одговарајућим компонентама релативне брзине према тлу:

$$T_{x1} = \frac{K}{\left(R + \frac{B}{2} \right) \cdot \Omega} \quad \text{јед. 7-62}$$

$$T_{x2} = \frac{K}{\left(R - \frac{B}{2} \right) \cdot \Omega} \quad \text{јед. 7-63}$$

Већа релативна брзина према тлу гусенице 1 од гусенице 2, при истом модулу деформације тла *K*, значи да подужна компонента силе трења прве гусенице брже достиже своју устаљену вредност.

Елементарна компонента силе трења по у оси спољашње и унутрашње гусенице има облик:

$$dF_{y1} = \tau_{y1} \cdot dS = \sigma_y \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{tg\beta \cdot R \cdot \Omega + \frac{L}{2} \cdot \Omega}{K} t} \right) \cdot dS = \sigma_y \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y1}} t} \right) \cdot dS \quad \text{јед. 7-64}$$

$$dF_{y2} = \tau_{y2} \cdot dS = \sigma_y \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{tg\beta \cdot R \cdot \Omega - \frac{L}{2} \cdot \Omega}{K} t} \right) \cdot dS = \sigma_y \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y2}} t} \right) \cdot dS \quad \text{јед. 7-65}$$

Временска константа компоненти силе трења по у оси обрнуто је пропорционална одговарајућим компонентама релативне брзине према тлу.

$$T_{y1} = \frac{K}{\left(R \cdot tg\beta + \frac{L}{2} \right) \cdot \Omega} \quad \text{јед. 7-66}$$

$$T_{y2} = \frac{K}{\left(R \cdot tg\beta - \frac{L}{2} \right) \cdot \Omega} \quad \text{јед. 7-67}$$

7.4.1. Попречни отпори кретања- променљиво трење у времену

У овом одељку изведена је релација за поперчну компоненту силе трења између једне гусенице и тла у току кретања по кружној путањи са уважавањем постепеног пораста коефицијента трења. Израз у јед. 7-64 за елементарну поперчну компоненту силе трења представља полазну тачку у поступку одређивања укупне поперчне силе трења.

$$dF_{ty} = \tau_y \cdot dS = \sigma_y \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_y} t} \right) \cdot dS$$

Поред уважавања промене коефицијента трења у времену други важан утицај који је обухваћен при одређивању поперчног отпора кретању је и угаона еластична деформација конструкције доње градње возног механизма. Механизам настанка угаоне еластичне деформације детаљно је описан у поглављу 7.5.

Пренос вертикалног оптерећења на погонски точак остварује затезањем гусенице, при чему постоји трење према тлу.

У току кретања по кружној путањи пренос силе оптерећења која потиче од момента увијања конструкције на погонски точак гусенице такође се остварује затезањем гусенице при чему постоји поперчно трење према тлу. Напрезање које утиче на деформацију тла смицањем је сразмерно овој сили и обрнуто сразмерно површини гусенице:

$$\sigma_y = \frac{F_{KONS}}{b \cdot L} = \frac{k_u \cdot \Delta\alpha}{b \cdot L} = \frac{k_u}{b \cdot L} \cdot \Delta\alpha \quad \text{јед. 7-68}$$

Заменом јед. 7-68 у јед. 7-64 добија се елементарна сила трења која делује између папуча гусенице и подлоге на елементу површине dS .

$$dF_{ty} = \frac{k_u}{b \cdot L} \cdot \Delta\alpha \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_y} t} \right) dS \quad \text{јед. 7-69}$$

У претходном изразу угаона деформација конструкције $\Delta\alpha$ је променљива величина која се добија као решење диференцијалне једначине другог реда (јед. 7-105). Попречна компонента елементарне силе трења, према сл. 7.14 износи:

$$dF_{ry} = dF_y \cdot \sin \varphi, \quad \sin \varphi = \frac{x}{\sqrt{x^2 + c^2}} \quad \text{јед. 7-70}$$

Заменом израза из јед. 7-70 у јед. 7-69 добија се:

$$dF_{ry} = \frac{k_u}{b \cdot L} \cdot \Delta\alpha \cdot \mu \left(1 - e^{-\frac{1}{T_y} t} \right) \sin \varphi \cdot b \cdot dx \quad \text{јед. 7-71}$$

На растојању x од осе ротације поперечна компонента елементарне силе трења (јед. 7-71) ствара елементарни отпорни момент трења:

$$dM_r = x \cdot dF_{ry} \quad \text{јед. 7-72}$$

Интеграцијом израза у јед. 7-72 по дужини гусенице $-L/2 < x < L/2$ добија се укупни отпорни момент трења:

$$M_{r\Delta\alpha} = 2 \cdot \int_0^{L/2} x \cdot dF_{ry} = 2 \int_0^{L/2} x \cdot \frac{k_u}{b \cdot L} \cdot \Delta\alpha \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_y} t} \right) \sin \varphi \cdot b \cdot dx \quad \text{јед. 7-73}$$

Константе и променљиве величине које не зависе од координате x могу се написати испред интеграла:

$$M_{r\Delta\alpha} = 2 \cdot \mu \cdot \frac{k_u \cdot \Delta\alpha}{L} \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_y} t} \right) \cdot \int_0^{L/2} \frac{x^2}{\sqrt{x^2 + c^2}} \cdot dx \quad \text{јед. 7-74}$$

Решење интеграла из претходне једначине је описано изразима од јед. 7-31 до јед. 7-33, и његовом применом добија се релација за отпорни момент трења који треба да се савлада при поперечном клизању гусенице о тло:

$$M_{r\Delta\alpha}(t, \Delta\alpha) = \mu \cdot \frac{k_u \cdot \Delta\alpha \cdot L}{4} \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_y} t} \right) \cdot f_1(\zeta) \quad \text{јед. 7-75}$$

Отпорни момент трења је функција више променљивих, сразмеран је угаоној деформацији конструкције $\Delta\alpha$ и експоненцијално зависан од времена t . На нелинеаран начин зависи од полупречника R преко функције $f_1(\zeta)$, директно је сразмеран дужини гусенице L , коефицијенту трења μ и коефицијенту торзије конструкције. Отпорни момент трења за спољашњу и унутрашњу гусеницу, чије су дужине исте, применом израза у јед. 7-75 добија одговарајући облик:

$$M_{r\Delta\alpha 1}(t, \Delta\alpha) = \mu \cdot \frac{k_u \cdot \Delta\alpha \cdot L}{4} \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y1}} t} \right) \cdot f_1(\zeta_1); \quad \zeta_1 = 2 \frac{r_1}{L} \quad \text{јед. 7-76}$$

$$M_{r\Delta\alpha 2}(t, \Delta\alpha) = \mu \cdot \frac{k_u \cdot \Delta\alpha \cdot L}{4} \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y2}} t} \right) \cdot f_1(\zeta_2); \quad \zeta_2 = 2 \frac{r_2}{L} \quad \text{јед. 7-77}$$

На дијаграму са сл. 7.15 приказан је график нелинеарне функције $f_1(\zeta) = f_1(2R/L)$, на коме се уочава опадање њене вредности са порастом полупречника R . При кретању возног механизма по кружној путањи, свака гусеница ротира одговарајућим полупречником у односу на центар ротације (сл. 5.6), при чему између полупречника ротације гусеница важи однос $r_1 > r_2$. Заменом одговарајућих полупречника добија се однос $f_1(r_1) < f_1(r_2)$, који показује да је интезитет поперечне компоненте отпорне силе код унутрашње гусенице већи у односу на спољашњу гусеницу. Ова појава је позната у литератури [Лит. 21] као промена латералног коефицијента трења са полупречником кривине код погона транспорта са две гусенице.

7.4.2. Подужни отпори кретања- променљиво трење у времену

Временска промена коефицијента трења уважена је и при извођењу подужних компоненти силе трења између гусенице и тла у току кретања по кружној путањи. Поступак одређивања подужних компоненти сила трења у току вожње по кружној путањи заснива се на коришћењу израза (јед. 7-60 и јед. 7-61) за елементарне компоненте силе трења по x оси спољашње и унутрашње гусенице:

$$dF_{\alpha 1} = \tau_{x1} \cdot dS = \sigma_x \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t}\right) \cdot dS$$

$$dF_{\alpha 2} = \tau_{x2} \cdot dS = \sigma_x \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t}\right) \cdot dS$$

Напрезање које утиче на деформацију тла смицањем по подужној оси сразмерно је тежини вертикалног терета на гусеницу и обрнуто сразмерно површини гусенице:

$$\sigma_x = \frac{F_G}{b \cdot L} = \frac{m \cdot g}{b \cdot L} = const. \quad \text{јед. 7-78}$$

Уважавањем услова из претходне једначине и пројекције елементарне силе на x осу подужне компоненте елементарне силе трења за спољашњу и унутрашњу гусеницу имају облик:

$$dF_{rx1} = \frac{F_G}{b \cdot L} \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t}\right) \cos \varphi \cdot b \cdot dx \quad \text{јед. 7-79}$$

$$dF_{rx2} = \frac{F_G}{b \cdot L} \cdot \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t}\right) \cos \varphi \cdot b \cdot dx \quad \text{јед. 7-80}$$

Интеграцијом претходна два израза по дужини гусенице $-L/2 < x < L/2$ добија се:

$$F_{rx1} = \mu F_G \frac{2c_1}{L} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t}\right) \int_0^{L/2} \frac{1}{\sqrt{c_1^2 + x^2}} dx \quad \text{јед. 7-81}$$

$$F_{rx2} = \mu F_G \frac{2c_2}{L} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t}\right) \int_0^{L/2} \frac{1}{\sqrt{c_2^2 + x^2}} dx \quad \text{јед. 7-82}$$

Након примене табличног интеграла и заменом граничних вредности подужне компоненте отпорних сила имају облик:

$$F_{rx1} = \mu \cdot F_G \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t}\right) \cdot f_2(\zeta_1), \quad \zeta_1 = \frac{2 \cdot c_1}{L} \quad \text{јед. 7-83}$$

$$F_{rx2} = \mu \cdot F_G \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t}\right) \cdot f_2(\zeta_2), \quad \zeta_2 = \frac{2 \cdot c_2}{L} \quad \text{јед. 7-84}$$

где је нелинеарна функција $f_2(\zeta)$ дата као:

$$f_2(\zeta) = \zeta \cdot \ln \frac{1 + \sqrt{1 + \zeta^2}}{\zeta}$$

7.4.3. Коефицијенти трења у моделу

У претходно изведеним изразима за попречне и подужне отпорне компоненте кретању по кружној путањи може се уочити заједничка зависност свих компоненти отпорних сила, а која се може написати као:

$$F_r = \mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T}t} \right) \cdot f(\zeta) \cdot F = \mu_k(t) \cdot F \quad \text{јед. 7-85}$$

где су:

μ - коефицијент статичког трења између гусенице и тла у стању мировања

$\mu_k(t)$ - коефицијент кинематског трења између гусенице и тла при кретању

F - сила која изазива напрезање тла,

T - временска константа која узима у обзир постепени временски пораст трења у зависности од релативних брзина према тлу,

$f(\zeta)$ - нелинеарна функција која одређује утицај односа полупречника кривине и дужине гусенице на трење.

У изразима јед. 7-52 и јед. 7-53, апроксимирани су релативне брзине гусеница према тлу по подужној оси као независне од u променљиве, док је са јед. 7-54 и јед. 7-55 извршена апроксимација попречне релативне брзине гусеница према тлу као независна од x променљиве. Овим апроксимацијама уважен је утицај релативних брзина гусеница на постепени пораст компоненти додатних отпорних сила које настају услед деформација тла смицањем у две осе.

Међутим, утицај релативних брзина гусеница при кретању по кружној путањи на интезитет компоненти сила трења у устаљеном стању није обухваћен у претходном извођењу.

Ради уважавања утицаја компоненти релативних брзина гусеница према тлу на интезитет компоненти отпорних сила у устаљеном стању уведена је претпоставка да свака компонента силе трења сразмерно зависи и од одговарајуће компоненте релативне брзине гусенице према тлу. Релативне брзине гусеница према тлу при кретању по кружној путањи сразмерне су угаоној брзини Ω којом се погон транспорта са две гусенице креће према центру кривине. У току кретања по кружној путањи угаона брзина Ω , према изразу из јед. 5-13, сразмерна је разлици брзина Δv . Из претходног произилази да додатне отпорне силе сразмерно зависе од разлике брзина. Угаона брзина Ω мења смер при промени знака разлике брзина Δv . Међутим, компоненте отпорних сила увек имају такво дејство да сеprotиве кретању. С обзиром на ову чињеницу, компоненте силе трења сразмерне су апсолутној вредности разлике брзина $|\Delta v|$.

Општи израз (јед. 7-85) за компоненте додатних отпорних сила које настају у току кретања по кружној путањи имаће измењен облик:

$$F_r = \mu_k(t) \cdot \frac{|v_{rel}|}{v_n} \cdot F = k(t) \cdot F \quad \text{јед. 7-86}$$

Модификовани коефицијент трења $k(t)$ пропорционалан је односу апсолутне вредности релативне брзине гусеница према номиналној брзини погона транспорта са две гусенице.

Подужна компонента силе трења гусенице I добија облик:

$$F_{rx1} = k_{pod.1}(t) \cdot F_G \quad \text{јед. 7-87}$$

где је са $k_{pod.1}(t)$ означен коефицијент трења као експоненцијална функција времена:

$$k_{pod.1}(t) = k_{pod.1} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}}t} \right) \quad \text{јед. 7-88}$$

Временска константа T_{x1} дата је изразом јед. 7-62. Интезитет коефицијента трења $k_{pod.1}$ у устаљеном стању дат је следећим изразом:

$$k_{pod.1} = \mu \cdot f_2(\zeta_1) \frac{|v_{x1}|}{v_n} = \mu \cdot f_2(\zeta_1) \cdot \left(R + \frac{B}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \cdot \frac{|\Delta v|}{v_n} \quad \text{јед. 7-89}$$

Подужна компонента силе трења гусенице II има облик:

$$F_{rx2} = k_{pod.2}(t) \cdot F_G \quad \text{јед. 7-90}$$

где је са $k_{pod.2}(t)$ означен коефицијент трења као експоненцијална функција времена:

$$k_{pod.2}(t) = k_{pod.2} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} \cdot t} \right) \quad \text{јед. 7-91}$$

Временска константа T_{x2} дата је изразом јед. 7-63. Интезитет коефицијента трења $k_{pod.2}$ у устаљеном стању одређен је следећом релацијом:

$$k_{pod.2} = \mu \cdot f_2(\zeta_2) \frac{|v_{x2}|}{v_n} = \mu \cdot f_2(\zeta_2) \cdot \left(R - \frac{B}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \cdot \frac{|\Delta v|}{v_n} \quad \text{јед. 7-92}$$

Попречна компонента силе трења гусенице I има облик:

$$F_{ry1} = k_{popr.1}(t) \cdot F(\Delta\alpha) \quad \text{јед. 7-93}$$

где је са $k_{popr.1}(t)$ означен коефицијент трења као експоненцијална функција времена:

$$k_{popr.1}(t) = k_{popr.1} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y1}} \cdot t} \right) \quad \text{јед. 7-94}$$

Временска константа T_{y1} дата је изразом јед. 7-66. Интезитет коефицијента трења $k_{popr.1}$ у устаљеном стању зависи од:

$$k_{popr.1} = \mu \cdot f_1(\zeta_1) \frac{|v_{y1}|}{v_n} = \mu \cdot f_1(\zeta_1) \cdot \left(R \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{L}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \cdot \frac{|\Delta v|}{v_n} \quad \text{јед. 7-95}$$

Релација за отпорни момент трења дата са јед. 7-75, за гусеницу I добија коначни облик:

$$M_{r\Delta\alpha 1}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = \frac{k_u \cdot \Delta\alpha \cdot L}{4} \cdot k_{popr.1} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y1}} \cdot t} \right) \quad \text{јед. 7-96}$$

Попречна компонента силе трења гусенице II има облик:

$$F_{ry2} = k_{popr.2}(t) \cdot F(\Delta\alpha) \quad \text{јед. 7-97}$$

где је са $k_{popr.2}(t)$ означен коефицијент трења као експоненцијална функција времена:

$$k_{popr.2}(t) = k_{popr.2} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y2}} \cdot t} \right) \quad \text{јед. 7-98}$$

Временска константа T_{y2} дата је изразом јед. 7-67. Интезитет коефицијента трења $k_{popr.2}$ у устаљеном стању зависи од:

$$k_{popr.2} = \mu \cdot f_1(\zeta_2) \frac{|v_{y2}|}{v_n} = \mu \cdot f_1(\zeta_2) \cdot \left(R \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{L}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \cdot \frac{|\Delta v|}{v_n} \quad \text{јед. 7-99}$$

Релација за отпорни момент трења у јед. 7-75, за гусеницу II добија коначни облик:

$$M_{r\Delta\alpha 2}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = \frac{k_u \cdot \Delta\alpha \cdot L}{4} \cdot k_{popr.2} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y2}} \cdot t} \right) \quad \text{јед. 7-100}$$

У току кретања по кружној путањи погона транспорта са две гусенице вредности додатних компоненти сила трења у устаљеном стању сразмерне су разлици брзина. При кретању по кружној путањи полупречник путање тежишта возног механизма обрнуто је пропорционалан разлици брзина гусеница према (јед. 5-8). Задавањем мањег полупречника кривине потребна је већа разлика брзина између погона гусеница, при чему се повећавају додатне отпорне компоненте.

Вредности коефицијената трења у устаљеном стању у смеру подужне осе за обе гусенице дате су јед. 7-89 и јед. 7-92. Ознаке величина које фигуришу у овим једначинама имају следеће значење:

μ - коефицијент статичког трења између гусенице и тла у стању мировања ,

$f_2(\zeta_1) = f_2\left(\frac{2}{L} \cdot r_1\right)$ - нелинеарна функција (јед. 7-43) која одређује утицај односа полупречника кривине и дужине гусенице на подужну компоненту трења гусенице I ,

$f_2(\zeta_2) = f_2\left(\frac{2}{L} \cdot r_2\right)$ - нелинеарна функција (јед. 7-43) која одређује утицај односа полупречника кривине и дужине гусенице на подужну компоненту трења гусенице II ,

$r_1 = R + \frac{B}{2}$ - полупречник кружне путање спољашње гусенице,

$r_2 = R - \frac{B}{2}$ - полупречник кружне путање унутрашње гусенице,

$\frac{|\Delta v|}{v_n}$ - однос апсолутне вредности разлике брзина гусеница према номиналној брзини кретања погона

транспорта са две гусенице,

B - растојање између подужних оса гусеница или ширина возног механизма.

Временске константе експоненцијалне промене подужних коефицијента трења разликују се за сваку гусеницу $T_{x1} \neq T_{x2}$, јер су подужне компоненте релативних брзина према тлу за обе гусенице неједнаке.

У изразима јед. 7-95 и јед. 7-99 дефинисане су вредности коефицијената трења у устаљеном стању у смеру попречне осе за обе гусенице. У овим једначинама ознаке имају следеће значење:

μ - коефицијент статичког трења између гусенице и тла у стању мировања ,

$f_1(\zeta_1) = f_1\left(\frac{2}{L} \cdot r_1\right)$ - нелинеарна функција (јед. 7-34) која одређује утицај односа полупречника кривине и дужине гусенице на попречну компоненту трења гусенице I ,

$f_1(\zeta_2) = f_1\left(\frac{2}{L} \cdot r_2\right)$ - нелинеарна функција (јед. 7-34) која одређује утицај односа полупречника кривине и дужине гусенице на попречну компоненту трења гусенице II ,

L - дужина гусенице,

$\operatorname{tg} \beta$ - тангенс угла између y и x компоненте брзине тежишта према тлу,

B - растојање између подужних оса гусеница или ширина возног механизма,

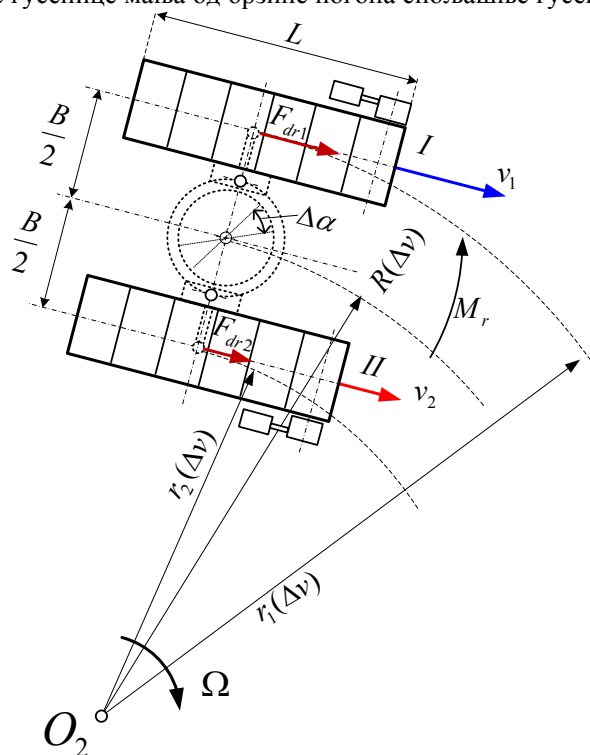
$\frac{|\Delta v|}{v_n}$ - однос апсолутне вредности разлике брзина гусеница према номиналној брзини кретања погона

транспорта са две гусенице.

Временске константе експоненцијалне промене попречних коефицијента трења разликују се за сваку гусеницу $T_{y1} \neq T_{y2}$, јер су попречне компоненте релативних брзина према тлу за обе гусенице различите.

7.5. Утицај конструкције при кретању по кружној путањи

Код двогусеничног возног механизма гусенице су међусобно повезане преко конструкције рударске машине. Кретање двогусеничног возног механизма по кружној путањи са полупречником кривине R приказано је на сл. 7.17 и представља фазу кретања која је означена са „В“ на сл. 5.3. Овакво кретање се остварује са различитим брзинама појединачних погона гусеница, при чему је брзина погона унутрашње гусенице мања од брзине погона спољашње гусенице.



сл. 7.17 Спрег сила и кретање по кружној путањи двогусеничног возног механизма

У теорији кретања гусеничних возила [Лит. 29] свака од сила убрзања гусенице која ствара момент спрега око вертикалне осе представља разлику погонске силе гусенице и отпорних сила које делују при праволинијском кретању.

Према динамичком моделу променљиве механичке спреге погонског точка и гусенице погонска сила која покреће погонски точак спољашње гусенице је динамичка сила спрезања која је дата изразом јед. 8-8, док је погонска сила која покреће погонски точак унутрашње гусенице динамичка сила спрезања дата изразом јед. 8-22.

При праволинијској вожњи делују две компоненте отпора кретању, једна константна и друга која зависи од праволинијске брзине:

$$F_{opt.} = F_{const.} + F(v) \quad \text{јед. 7-101}$$

Динамичка сила или сила убрзања спољне гусенице $F_{dr1}(t)$ [Лит. 29] која учествује у стварању момента спрега којим се конструкција обрће око вертикалне осе ротације при кретању по кружној путањи, добија се када се од динамичке силе спрезања погонског точка и гусенице $F_{d1}(t)$ одузму отпорне силе које делују при праволинијском кретању:

$$F_{dr1}(t) = F_{d1}(t) - F_{const.1} - F_{kv.1}(v_1) \quad \text{јед. 7-102}$$

Код унутрашње гусенице динамичка сила или сила убрзања $F_{dr2}(t)$ [Лит. 29] која учествује у стварању момента спрега којим се конструкција обрће око вертикалне осе ротације при кретању по кружној путањи, добија се када се од динамичке силе спрезања погонског точка и гусенице $F_{d2}(t)$ одузму отпорне силе које делују при праволинијском кретању:

$$F_{dr2}(t) = F_{d2}(t) - F_{const.2} - F_{kv.2}(v_2) \quad \text{јед. 7-103}$$

Према јед. 7-104 спрег којег формирају силе убрзања $F_{dr1}(t)$ и $F_{dr2}(t)$ узрок је ротацији двогусеничног возног механизма са угаоном брзином Ω . Овом спрегу сила супротстављају се отпорни моменти трења M_{r1} и M_{r2} спољашње и унутрашње гусенице (јед. 7-34) који се добијају интеграцијом попречне компоненте елементарне силе трења по целој површини одговарајуће гусенице.

$$I_z \frac{d\Omega}{dt} = (F_{dr1} - F_{dr2}) \frac{B}{2} - M_{r1}(\Delta v) - M_{r2}(\Delta v) \quad \text{јед. 7-104}$$

где су:

Ω - угаона брзина при кретању по кружној путањи,

I_z - момент инерције при ротацији око вертикалне осе.

$M_{r1}(\Delta v), M_{r2}(\Delta v)$ - отпорни моменти трења спољашње и унутрашње гусенице.

Код рударских машина великих капацитета двогусенични возни механизми због своје величине немају механички диференцијал. При кретању по кружној путањи погони гусеница крећу се различитим брзинама под дејством спрега сила, што доводи до еластичне деформације конструкције. Вредност ове деформације може се изразити преко угла деформације $\Delta\alpha$.

У јед. 7-104 за динамику кретања по кружној путањи не може се идентификовати утицај конструкције на кретање. Нема ни једне величине која би могла да послужи као физичка мера утицаја конструкције на оптерећење појединачних погона двогусеничног возног механизма при кретању по кружној путањи.

Спрег сила има истовремено спољашње и унутрашње дејство на конструкцију двогусеничног возног механизма. Прво, спољашње дејство спрега сила огледа се у кретању возног механизма по кружној путањи и аналитички је описано јед. 7-104.

Спољашњи процеси у току кретања по кружној путањи завршавају се када угаона брзина ротације око вертикалне осе падне на нулу $\Omega = 0$, односно након успостављања праволинијског кретања. У спољашње процесе који се могу описати релацијом у јед. 7-104 спадају:

- угаоно убрзање $\frac{d\Omega}{dt} > 0$ при почетку кретања по кружној путањи,
- кретање константном угаоном брзином $\frac{d\Omega}{dt} = 0$,
- угаоно успорење $\frac{d\Omega}{dt} < 0$ при крају кретања по кружној путањи.

Према литератури [Лит. 21] кретање по кружној путањи се посматра као стационаран процес. У устаљеном стању када су брзине мотора константне, односно када је угаона брзина константна $\Omega = const.$, посматра се статичка равнотежа покретачких и отпорних сила на обе гусенице. Други услов који се поставља је једначина статичке равнотеже момената који потичу од ових сила при кретању у кривини. Из једначине статичке равнотеже сила и једначине статичке равнотеже момената одређују се потребне вредности покретачке силе које треба да развију погонски мотори на гусеницама.

Међутим, применом спољашњег утицаја спрега сила у устаљеном стању у току кретања по кружној путањи [Лит. 21], не могу се објаснити динамичке појаве које настају у току кретања по кружној путањи и трају након завршетка кретања.

На основу претходног може се закључити да динамика кретања крутог тела није довољна да опише све прелазне процесе који се дешавају у току кретања по кружној путањи и у периоду након изласка на праволинијску путању.

Физички реалнији приступ, који је примењен у развоју динамичког модела двогусеничног возног механизма, састоји се у уважавању динамичких процеса који се дешавају у самој конструкцији возног механизма. Величина која представља физичку меру утицаја конструкције на оптерећење појединачних погона двогусеничног возног механизма при кретању по кружној путањи је угаона

еластична деформација конструкције.

У унутрашње прелазне процесе конструкције у току кретања по кружној путањи спада промена угаоне еластичне деформације конструкције, која се огледа са:

- порастом угаоне еластичне деформације конструкције који траје у току кретања по кружној путањи,
- постепеним опадањем угаоне еластичне деформације конструкције након престанка вожње по кружној путањи, односно када је $\Omega = 0$.

Промена угаоне еластичне деформације конструкције у току кретања по кружној путањи описана је диференцијалном једначином другог реда која уважава дејство спрега сила на конструкцију доње градње рударске машине:

$$I_z \frac{d^2(\Delta\alpha)}{dt^2} + k_\Omega \frac{d(\Delta\alpha)}{dt} + k_\alpha \Delta\alpha = (F_{dr1} - F_{dr2}) \frac{B}{2} - M_{r\Delta\alpha1}(|\Delta v|, \Delta\alpha) - M_{r\Delta\alpha2}(|\Delta v|, \Delta\alpha) \quad \text{јед. 7-105}$$

где су:

$\Delta\alpha$ - угаона еластична деформација конструкције при кретању по кружној путањи,

I_z - момент инерције при ротацији око вертикалне осе,

k_Ω - коефицијент трења конструкције доње градње према тачкама улежиштења доње градње

k_α - коефицијент увијања конструкције доње градње

$M_{r\Delta\alpha1}(|\Delta v|, \Delta\alpha)$, $M_{r\Delta\alpha2}(|\Delta v|, \Delta\alpha)$ - отпорни моменти трења спољашње и унутрашње гусенице (јед. 7-96 и јед. 7-100) добијају се интеграцијом попречне компоненте елементарне силе трења по целој површини одговарајуће гусенице.

Угаона деформација конструкције $\Delta\alpha$ ствара повратно дејство на појединачне погоне гусеница у виду торзионог ефекта конструкције. Момент торзије који настаје услед увијања конструкције око вертикалне осе сразмеран је угаоној еластичној деформацији конструкције:

$$m_{KONST.} = k_\alpha \cdot \Delta\alpha \quad \text{јед. 7-106}$$

На погонски точак гусенице преко носача гусенице и гусенице преноси се додатно оптерећење од момента увијања конструкције. Компонента силе оптерећења гусенице која потиче од торзионог момента конструкције обрнуто је сразмерна половини ширине растојања између гусеница:

$$F_{KONST.} = \frac{m_{KONST.}}{\frac{B}{2}} = \frac{2}{B} \cdot k_\alpha \cdot \Delta\alpha = k_u \cdot \Delta\alpha \quad \text{јед. 7-107}$$

Утицај угаоне еластичне деформације конструкције између гусеница манифестује се као додатна компонента оптерећења на погонски точак гусенице. Ова компонента је сразмерна угаоној еластичној деформацији конструкције $\Delta\alpha$. На гусеници која се креће већом брзином у току кретања по кривини ова компонента момента оптерећења се противи кретању, док на гусеници која се креће мањом брзином ова компонента момента подржава кретање.

8. ДИНАМИЧКИ МОДЕЛ ДВОГУСЕНИЧНОГ ВОЗНОГ МЕХАНИЗМА

Динамички модел двогусеничног возног механизма обједињује динамичка својства свих функционалних делова двогусеничног возног механизма, који су детаљно физички описани у претходним поглављима. У даљем тексту назив „динамички модел“ ће се односити на комплетну динамику двогусеничног возног механизма која обухвата све функционалне делове.

Срачунате вредности референтних брзина из надређеног управљачког система представљају улазне величине у динамички модел.

Електрични део погона једне гусенице кога чини претварач учестаности и асинхрони кавезни мотор је детаљно описан. Претварач учестаности који напаја трофазни асинхрони кавезни мотор ради у режиму директне контроле момента. У динамичком погледу одзив оваквог система на побуду, а то је референтна вредност момента на излазу из регулатора брзине, је веома брз и са аспекта управљања описује се блоком са кашњењем првог реда за заступање електромагнетних прелазних процеса. Механичка инерција делова погона који су у крутој спрези у динамичком погледу такође се заступа са кашњењем првог реда.

Динамички модел променљиве механичке спреге погонски точак-гусеница биће независно примењен на гусеницу *I* и гусеницу *II*.

Утицај угаоне еластичне деформације конструкције у току кретања по кружној путањи посебно је разматран и биће саставни део динамичког модела. Промене додатних компоненти оптерећења које се манифестују у промени отпорних сила према условима кретања као и утицај подлоге укључени су модел.

Динамички систем двогусеничног возног механизма је сложен и састоји од међусобно повезаних функционалних целина које ће бити приказане блок дијаграмима. У циљу прегледног приказивања њиховог међусобног утицаја, променљиве величине којима су блок дијаграми у операторском домену повезани биће посебно означене бројним ознакама. Бројне ознаке имају улогу референтних тачака за повезивање једног дела динамичког система са осталим деловима. Сваки број за референцирање је једнозначно додељен једној променљивој или сигналу на блок дијаграму.

8.1. Релативне јединице - нормализација

У циљу анализе динамике двогусеничног возног механизма који представља двомоторни погон са променљивом механичком спрегом потребан је сложени математички апарат. Ради упрошћења користи се поступак нормализације величина коришћењем тзв. базних вредности [Лит. 4]. Након примене поступка нормализације математичке релације постају релације са бездимензионим величинама у релативним јединицама [р.ј.]

Ако је у апсолутном (природном) домену дата општа функција:

$$f = f(x; y; z);$$

тада је у нормализованом домену:

$$f_* = f_*(x_*; y_*; z_*);$$

где је:

$$f_* = \frac{f}{f_b}; x_* = \frac{x}{x_b}; y_* = \frac{y}{y_b}; z_* = \frac{z}{z_b},$$

Индекс *b* означава да се ради о базној вредности. Базне вредности се одређују на начин који ће омогућити погодну трансформацију коришћеног математичког апарата. Између базних вредности мора да постоји физичка повезаност. Као и код јединица, код базних вредности постоје основне и изведене базне вредности.

8.1.1. Основне и изведене базне вредности

Имајући у виду да динамички модел вишемоторног погона обухвата поред асинхроних мотора и променљиву механичку спрегу изабране су као основне базне вредности следеће физичке величине:

1. $U_b = U_n$ - базна вредност напона једнака је номиналном напону мотора у $[V]$.
2. $I_b = I_n$ - базна вредност струје једнака је номиналној струји мотора у $[A]$.
3. $\cos \varphi_b = \cos \varphi_n$ базна вредност фактора снаге једнака је номиналном фактору снаге мотора
4. $n_b = n_n$ - базна брзина једнака је номиналној брзини мотора у $\left[\frac{ob}{\min} \right]$
5. $R_{bkr} = B$ - базна вредност полупречника кривине код кружног кретања двогусеничног возног механизма једнака је растојању између гусеница.
6. $R_{bpt} = R_{pt1}$ - базна вредност полупречника погонског точка једнака је полупречнику подножја зуба у $[m]$,

Усвојене су следеће изведене базне вредности:

1. $\omega_b = \frac{2\pi n_b}{60}$ - базна угаона брзина мотора у $\left[\frac{rad}{s} \right]$
2. $P_b = \frac{\sqrt{3} \cdot U_b \cdot I_b \cdot \cos \varphi_b}{\eta_n} = P_n$ - базна механичка снага у $[kW]$,
3. $m_b = \frac{P_b}{\omega_b} = \frac{P_n}{\omega_n} = m_n$ базни механички момент мотора у $[Nm]$
4. $F_b = \frac{m_b}{R_b}$ базна вредност силе у $[N]$,
5. $v_b = R_b \cdot \omega_b$ базна вредност за праволинијску брзину у $\left[\frac{m}{s} \right]$,
6. $\Omega_b = \frac{\omega_b}{R_{bkr}} = \frac{\omega_b}{B}$ базна угаона брзина двогусеничног возног механизма при кретању по кружној путањи. Величина B представља растојање између гусеница,

8.1.2. Изведена базна вредност за пређени угао

Јединице за угаону брзину и пређени пут код кружног кретања у међународном систему јединица су:

$$\text{угаона брзина} \quad \omega = \frac{d\theta}{dt} \equiv \frac{\text{rad}}{\text{s}},$$

$$\text{пређени угао код обртног кретања} \quad \theta \equiv \text{rad}.$$

Нормализована вредност угаоне брзине може се изразити као:

$$\omega_* = \frac{\omega}{\omega_b} = \frac{1}{\omega_b} \frac{d\theta}{dt} = \frac{1}{\omega_b} \cdot \frac{\theta_b}{\theta_b} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{\theta_b}{\omega_b} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{\theta}{\theta_b} \right) = \frac{\theta_b}{\omega_b} \cdot \frac{d\theta_*}{dt} = T_\theta \cdot \frac{d\theta_*}{dt}$$

где је временска константа $T_\theta = \frac{\theta_b}{\omega_b}$. Усвајањем вредности временске константе $T_\theta = 1 \text{ s}$ добија се:

$$T_\theta = \frac{\theta_b}{\omega_b} = 1 \text{ s} \Rightarrow \theta_b = 1 \text{ s} \cdot \omega_b$$

Базна вредност пређеног пута за кружно кретање θ_b једнака је базној вредности угаоне брзине за усвојену временску константу $T_\theta = 1 \text{ s}$ од једне секунде.

$$\theta_b (=) 1 \text{ s} \cdot \frac{\text{rad}}{\text{s}} (=) \text{rad}.$$

При кружном кретању двогусенични возни механизам креће угаоном брзином Ω у односу на центар кривине, као што је приказано на сл. 5.6. Пређени угао при кретању угаоном брзином означен је са α . И код овог начина кружног кретања јединице за угаону брзину и пређени пут у међународном систему јединица су:

$$\text{угаона брзина погона транспорта са две гусенице при кретању по кривини} \quad \Omega = \frac{d\alpha}{dt} \equiv \frac{\text{rad}}{\text{s}},$$

$$\text{пређени угао код кретања по кривини} \quad \alpha \equiv \text{rad}.$$

Нормализована вредност угаоне брзине Ω може се изразити као:

$$\Omega_* = \frac{\Omega}{\Omega_b} = \frac{1}{\Omega_b} \frac{d\alpha}{dt} = \frac{1}{\Omega_b} \cdot \frac{\alpha_b}{\alpha_b} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\alpha_b}{\Omega_b} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{\alpha}{\alpha_b} \right) = \frac{\alpha_b}{\Omega_b} \cdot \frac{d\alpha_*}{dt} = T_\alpha \cdot \frac{d\alpha_*}{dt}$$

где је временска константа $T_\alpha = \frac{\alpha_b}{\Omega_b}$. Усвајањем вредности временске константе $T_\alpha = 1 \text{ s}$ добија се:

$$T_\alpha = \frac{\alpha_b}{\Omega_b} = 1 \text{ s} \Rightarrow \alpha_b = 1 \text{ s} \cdot \Omega_b$$

Базна вредност пређеног пута за кружно кретање α_b једнака је базној вредности угаоне брзине Ω_b за усвојену временску константу $T_\alpha = 1 \text{ s}$ од једне секунде.

$$\alpha_b (=) 1 \text{ s} \cdot \frac{\text{rad}}{\text{s}} (=) \text{rad}$$

8.1.3. Изведена базна вредност за пређени пут код праволинијског кретања

Јединице за брзину и пређени пут код праволинијског кретања у међународном систему јединица су:

$$\text{брзина праволинијског кретања} \quad v = \frac{ds}{dt} \equiv \frac{m}{s},$$

$$\text{пређени пут код праволинијског кретања} \quad s \equiv m.$$

Нормализована вредност брзине праволинијског кретања може се изразити као:

$$v_* = \frac{v}{v_b} = \frac{1}{v_b} \frac{ds}{dt} = \frac{1}{v_b} \cdot \frac{s_b}{s_b} \cdot \frac{ds}{dt} = \frac{s_b}{v_b} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{s}{s_b} \right) = \frac{s_b}{v_b} \cdot \frac{ds_*}{dt} = T_s \cdot \frac{ds_*}{dt}$$

где је временска константа $T_s = \frac{s_b}{v_b}$. Усвајањем вредности временске константе $T_s = 1s$ добија се:

$$T_s = \frac{s_b}{v_b} = 1s \Rightarrow s_b = 1s \cdot v_b$$

Базна вредност пређеног пута код праволинијског кретања s_b једнака је базној вредности брзине праволинијског кретања за усвојену временску константу $T_s = 1s$ од једне секунде.

$$s_b (=) 1s \cdot \frac{m}{s} (=) m$$

$$\theta_b = 1s \cdot \omega_b$$

8.2. Нормализација променљивог полупречника погонског точка

Еквивалентни полупречник спрезања који се примењује у динамичком моделу променљиве механичке спреге погонски точак-гусеница апроксимиран је следећом функцијом:

$$R_{pt}(t) = \frac{R_{pt1} + R_{pt2}}{2} - \frac{R_{pt2} - R_{pt1}}{2} \cdot \sin(n_z \cdot \omega \cdot t) \quad \text{јед. 8-1}$$

где су:

n_z - број зубаца погонског точка,

R_{pt1} - полупречник подножја зубаца погонског точка,

R_{pt2} - полупречник врха зубаца погонског точка,

ω - угаона брзина вратила мотора.

Делењем претходне једначине са усвојеним базним полупречником погонског точка $R_{bpt} = R_{pt1}$ добија се следећи израз:

$$R_{pt^*}(t) = \frac{R_{pt^*}(t)}{R_{pt1}} = \frac{R_{pt1} + R_{pt2}}{2R_{pt1}} + \frac{R_{pt2} - R_{pt1}}{2R_{pt1}} \sin(n_z \cdot \omega \cdot t) \quad \text{јед. 8-2}$$

Након сређивања претходне једначине нормализовани израз временске промене еквивалентног полупречника спрезања погонског точка и гусенице има облик:

$$R_{pt*}(t) = \frac{1 + R_{pt2*}}{2} + \frac{R_{pt2*} - 1}{2} \cdot \sin(n_z \cdot \omega \cdot t) \quad \text{јед. 8-3}$$

који има опште значење и биће употребљен у динамичком моделу на сваку гусеницу. Двогусенични возни механизам чине две гусенице код којих се пренос обртног момента врши преко погонског точка. Због конструктивне симетрије гусеница може се сматрати да погонски точкови на гусеници I и гусеници II имају исту висину зуба што се може изразити аналитички као:

$$h_{zI} = h_{zII} = R_{pt2} - R_{pt1} \quad \text{јед. 8-4}$$

Применом услова из јед. 8-4 на релацију дату у јед. 8-3, уз замену одговарајуће угаоне брзине, добијају се еквивалентни полупречници спрезања у нормализованом домену, и то за гусеницу I:

$$R_{ptI*}(t) = \frac{1 + R_{pt2*}}{2} + \frac{R_{pt2*} - 1}{2} \cdot \sin(n_z \cdot \omega_{m1} \cdot t) \quad \text{јед. 8-5}$$

и гусеницу II:

$$R_{ptII*}(t) = \frac{1 + R_{pt2*}}{2} + \frac{R_{pt2*} - 1}{2} \cdot \sin(n_z \cdot \omega_{m2} \cdot t) \quad \text{јед. 8-6}$$

8.3. Нормализација динамичке силе спрезања

Нормализација израза за динамичку силу спрезања погонског точка и гусенице извршиће се за спољашњу (*I*) и унутрашњу (*II*) гусеницу код погона транспорта са две гусенице при кружном кретању. Динамичка сила спрезања погонског точка и спољашње гусенице је нелинеарна функција услед зазора зубаца и временске промене полупречника спрезања.

$$F_{d1}(t) = c_{G1} \cdot \left[R_{pt1} \cdot \frac{d\theta_{m1}}{dt} - R_{pt2} \cdot \frac{d\theta_{gt1}}{dt} \right] + k_{G1} \cdot \overline{f}_I(x) \quad \text{јед. 8-7}$$

Применом услова $R_{pt1} \cdot \theta_{m1} - R_{pt2} \cdot \theta_{gt1} > \delta_1$, којим се спрезање погонског точка и гусенице врши дуж директне линије додира на јед. 8-7, добија се аналитички израз за динамичку силу спрезања између погонског точка и гусенице *I*:

$$F_{d1}(t) = c_{G1} \cdot \left(R_{pt1} \cdot \frac{d\theta_{m1}}{dt} - R_{pt2} \cdot \frac{d\theta_{gt1}}{dt} \right) + k_{G1} \cdot (R_{pt1} \cdot \theta_{m1} - R_{pt2} \cdot \theta_{gt1} - \delta_1) \quad \text{јед. 8-8}$$

У претходној једначини коришћене су ознаке које се односе на гусеницу *I* и имају следеће значење:

R_{pt1} - полупречник подножја зубаца погонског точка,

R_{pt2} - полупречник врха зубаца погонског точка,

c_{G1} - коефицијент трења озубљења зубаца погонског точка

k_{G1} - коефицијент крутости озубљења зубаца погонског точка

θ_{m1} - угаони померај вратила мотора

θ_{gt1} - угаони померај гусенице при кретању по делу обима погонског точка,

δ_1 - зазор у озубљењу погонски точак-гусеница.

8.3.1. Спрега погонски точак – гусеница *I*

Нормализација динамичке силе спрезања погонског точка и гусенице *I* извршена је делењем јед. 8-8 са базном вредношћу за силу:

$$F_{d1*}(t) = \frac{F_{d1}(t)}{F_b} = \frac{c_{G1}}{F_b} \cdot \left(R_{pt1} \cdot \frac{d\theta_{m1}}{dt} - R_{pt2} \cdot \frac{d\theta_{gt1}}{dt} \right) + \frac{k_{G1}}{F_b} \cdot (R_{pt1} \cdot \theta_{m1} - R_{pt2} \cdot \theta_{gt1} - \delta_1) \quad \text{јед. 8-9}$$

Погонски точак у спрези врши ротационо кретање угаоном брзином ω_{m1} при чему је пређени угао θ_{m1} . Периферна брзина погонског точка гусенице *I* је:

$$R_{pt1} \cdot \omega_{m1} = R_{pt1} \frac{d\theta_{m1}}{dt} \quad \text{јед. 8-10}$$

Пређена обимна дужина код кружног кретања погонског точка при полупречнику ротације R_{pt1} и пређеном углу θ_{m1} износи:

$$R_{pt1} \cdot \theta_{m1} \quad \text{јед. 8-11}$$

Гусеница у спрези са погонским точком врши конверзију обртног у праволинијско кретање. Периферна брзина гусенице при кретању по делу обима погонског точка представља брзину праволинијског кретања v_1 прве гусенице:

$$R_{pt2} \frac{d\theta_{gt1}}{dt} = v_1 \quad \text{јед. 8-12}$$

Пређена обимна дужина спољашње гусенице при кретању по делу обима погонског точка представља пређени праволинијски пут ове гусенице, као што је дато следећим изразом.

$$R_{pt1} \cdot \theta_{gt1} = s_1 \quad \text{јед. 8-13}$$

Заменом релација из једначина од јед. 8-10 до јед. 8-13 у јед. 8-9 добија се:

$$F_{d1*}(t) = \frac{c_{G1}}{F_b} \cdot (R_{pt1} \cdot \omega_{m1} - v_1) + \frac{k_{G1}}{F_b} \cdot (R_{pt1} \cdot \theta_{m1} - s_1 - \delta_1) \quad \text{јед. 8-14}$$

Даљи поступак нормализације састоји се увођењу базних вредности појединих величина, при чему не сме да се наруши димензиони однос једначине:

$$F_{d1*}(t) = \frac{c_{G1}}{F_b} \cdot \left(R_{pt1} \cdot \frac{\omega_b}{\omega_b} \cdot \omega_{m1} - v_1 \cdot \frac{v_b}{v_b} \right) + \frac{k_{G1}}{F_b} \cdot \left(R_{pt1} \cdot \theta_{m1} \cdot \frac{\theta_b}{\theta_b} - s_1 \cdot \frac{s_b}{s_b} - \delta_1 \cdot \frac{s_b}{s_b} \right) \quad \text{јед. 8-15}$$

$$F_{d1*}(t) = \frac{c_{G1}}{F_b} \cdot \left[R_{pt1} \cdot \omega_b \left(\frac{\omega_{m1}}{\omega_b} \right) - v_b \left(\frac{v_1}{v_b} \right) \right] + \frac{k_{G1}}{F_b} \cdot \left[R_{pt1} \cdot \theta_b \left(\frac{\theta_{m1}}{\theta_b} \right) - \left(\frac{s_1}{s_b} \right) s_b - \left(\frac{\delta_1}{s_b} \right) s_b \right] \quad \text{јед. 8-16}$$

$$F_{d1*}(t) = \frac{c_{G1}}{F_b} \cdot [R_{pt1} \cdot \omega_b (\omega_{m1*}) - v_b (v_{1*})] + \frac{k_{G1}}{F_b} \cdot [R_{pt1} \cdot \theta_b (\theta_{m1*}) - (s_{1*}) s_b - (\delta_{1*}) s_b] \quad \text{јед. 8-17}$$

Применом изведених базних величина:

$$v_b = R_{bpt} \cdot \omega_b = R_{pt1} \cdot \omega_b, \quad \theta_b = 1s \cdot \omega_b \quad \text{и} \quad s_b = 1s \cdot v_b$$

у претходну јед. 8-17 добија се следећи израз:

$$F_{d1*}(t) = \frac{c_{G1} \cdot R_{pt1} \cdot \omega_b}{F_b} \cdot (\omega_{m1*} - v_{1*}) + \frac{k_{G1} \cdot R_{pt1} \cdot 1s \cdot \omega_b}{F_b} \cdot (\theta_{m1*} - s_{1*} - \delta_{1*}) \quad \text{јед. 8-18}$$

Коначни израз за нормализовану динамичку силу спрезања погонског точка и гусенице I добија облик:

$$F_{d1*}(t) = c_{G1*} \cdot (\omega_{m1*} - v_{1*}) + k_{G1*} \cdot (\theta_{m1*} - s_{1*} - \delta_{1*}) \quad \text{јед. 8-19}$$

Употребљени симболи у претходној једначини имају следеће значење:

ω_{m1*} - нормализована брзина мотора 1,

v_{1*} - нормализована праволинијска брзина гусенице I ,

θ_{m1*} - нормализовани пређени пут угаоног кретања погонског точка гусенице I ,

s_{1*} - нормализовани пређени праволинијски пут гусенице I ,

δ_{1*} - нормализована вредност зазора спреге погонски точак-гусеница I .

У претходном изразу (јед. 8-19) фигурише нормализована вредност коефицијента трења, који је бездимензиона величина у нормализованом домену:

$$c_{G1*} = \frac{c_{G1} \cdot R_{pt1} \cdot \omega_b}{F_b} \left(= \right) \frac{\frac{N}{m} \cdot m \cdot \frac{1}{s}}{N} \left(= \right) \frac{N}{N} \left(= \right) [r.j.] \quad \text{јед. 8-20}$$

Нормализована вредност коефицијента крутости озубљења зубаца погонског точка је део јед. 8-19 и има следећи облик:

$$k_{G1*} = \frac{k_{G1} \cdot R_b \cdot 1s \cdot \omega_b}{F_b \cdot i} (=) \frac{\frac{N}{m} \cdot m \cdot 1s \cdot \frac{rad}{s}}{N} (=) \frac{N}{N} (=) [r \cdot j.] \quad \text{јед. 8-21}$$

8.3.2. Спрега погонски точак –гусеница II

Аналитички израз у апсолутном домену за динамички силу спрезања између погонског точка и друге, унутрашње гусенице је:

$$F_{d2}(t) = c_{G2} \cdot \left(R_{pt1} \cdot \frac{d\theta_{m2}}{dt} - R_{pt2} \cdot \frac{d\theta_{gt2}}{dt} \right) + k_{G2} \cdot (R_{pt1} \cdot \theta_{m1} - R_{pt2} \cdot \theta_{gt2} - \delta_2) \quad \text{јед. 8-22}$$

Нормализација једначине за динамичку силу спрезања погонског точка и гусенице I извршена је у корацима који су дати изразима од јед. 8-8 до јед. 8-21. Применом истог поступка нормализације са основним и изведеним базним величинама на јед. 8-22, добија се и нормализована динамичка сила спрезања погонског точка и гусенице II:

$$F_{d2*}(t) = c_{G2*} \cdot (\omega_{m2*} - v_{2*}) + k_{G2*} \cdot (\theta_{m2*} - s_{2*} - \delta_{2*}) \quad \text{јед. 8-23}$$

Употребљени симболи у претходној једначини имају следеће значење:

ω_{m2*} - нормализована брзина мотора 2,

v_{2*} - нормализована праволинијска брзина гусенице II,

θ_{m2*} - нормализовани пређени пут угаоног кретања погонског точка гусенице II,

s_{2*} - нормализовани пређени праволинијски пут гусенице II,

δ_{2*} - нормализована вредност зазора у озубљењу погонски точак-гусеница II,

c_{G2*} - нормализована вредност коефицијента трења спреге погонски точак-гусеница II,

k_{G2*} - нормализована вредност коефицијента крутости спреге погонски точак-гусеница II.

8.4. Нормализација Њутнове једначине за делове погона гусенице који су круто повезани

У динамичком моделу променљиве механичке спреге погонски точак – гусеница, први део модела односи се на мотор, редуктор и погонски точак који су круто спрегнути. Физички овај део у трансмисији обртног момента описан је Њутновом једначином за обртно кретање.

8.4.1. Део погона спољашње гусенице I који је у крутој спреси

Погонском моменту мотора 1 противи се момент оптерећења који је последица силе динамичког спрезања у механичком преносу код погонског точка прве гусенице. Производ динамичке силе спрезања и еквивалентног полупречника погонског точка представља променљиви момент оптерећења $m_{m1^*}(t)$. При томе овај момент се своди на вратило мотора делењем са преносним односом редуктора.

$$m_{m1^*}(t) = \frac{F_{d1^*}(t) \cdot R_{pt1^*}(t)}{i_1} = \frac{F_{d1^*}(t)}{i_1} \cdot R_{pt1^*}(t) = F_{d1^*}'(t) \cdot R_{pt1^*}(t) \quad \text{јед. 8-24}$$

Заменом релација из јед. 8-5 и јед. 8-19 израз за момент оптерећења (јед. 8-24) приказана је сложена природа преноса момента оптерећења на мотору прве гусенице:

$$m_{m1^*}(t) = \frac{1}{i_1} \cdot [c_{G1^*} \cdot (\omega_{m1^*} - v_{1^*}) + k_{G1^*} \cdot (\theta_{m1^*} - s_{1^*} - \delta_{1^*})] \cdot \left[\frac{1 + R_{pt2^*}}{2} + \frac{R_{pt2^*} - 1}{2} \cdot \sin(n_z \cdot \omega_{m1} \cdot t) \right] \quad \text{јед. 8-25}$$

Пренос момента оптерећења је променљив и нелинеаран због утицаја променљиве механичке спреге између погонског точка и гусенице, што као последицу има утицај на динамику погона.

Сведени момент инерције на вратило мотора који потиче од делова механичке трансмисије погона гусенице I који су круто спрегнути (сл. 7.2) износи:

$$J_{sv1} = J_{m1} + J_{r1} + \frac{J_{pt1}}{i_1^2} \quad \text{јед. 8-26}$$

Значење ознака у горњој једначини дато је следећим текстом:

J_{m1} - момент инерције мотора

J_{r1} - момент инерције редуктора

J_{pt1} - момент инерције погонског точка

i_1 - преносни однос редуктора

Сви чланови на левој и десној страни Њутнове једначине (јед. 8-27) за обртно кретање круто спрегнутих делова погона гусенице I у апсолутном домену имају димензију момента:

$$J_{sv1} \frac{d\omega_{m1}}{dt} = m_{e1} - F_{d1}'(t) \cdot R_{pt1}(t) - k_{om1} \cdot \omega_{m1} \quad \text{јед. 8-27}$$

Са коефицијентом трења k_{om1} узет је у обзир утицај оптерећења које потиче од трења обртних маса које чине круту спрегу. Делење свих чланова претходне једначине са базним моментом је први корак при нормализацији:

$$\frac{J_{sv1}}{m_b} \cdot \frac{\omega_b}{\omega_b} \frac{d\omega_{m1}}{dt} = \frac{m_{e1}}{m_b} - \frac{F_{d1}'(t) \cdot R_{pt1}(t)}{m_b} - \frac{k_{om1}}{m_b} \cdot \frac{\omega_b}{\omega_b} \cdot \omega_{m1} \quad \text{јед. 8-28}$$

Следећи корак у поступку нормализације је увођење базних вредности за брзину, силу и полупречник погонског точка:

$$\frac{J_{sv1} \cdot \omega_b}{m_b} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{\omega_{m1}}{\omega_b} \right) = \frac{m_{e1}}{m_b} - \frac{F'_{d1}(t) \cdot R_{pt1}(t)}{F_b \cdot R_b} - \frac{k_{om1} \omega_b}{m_b} \cdot \frac{\omega_{m1}}{\omega_b} \quad \text{јед. 8-29}$$

Нормализована Њутнова једначина (јед. 8-30) за обртно кретање круто спрегнутих делова погона гусенице I и јед. 8-31 која даје зависност угаоне брзине од промене угла, представљају систем од две диференцијалне једначине у временском домену.

$$T_{m1} \cdot \frac{d\omega_{m1*}}{dt} = m_{e1*} - F'_{d1*}(t) \cdot R_{pt1*}(t) - k_{om1*} \cdot \omega_{m1*} \quad \text{јед. 8-30}$$

$$\frac{d\theta_{m1*}}{dt} = \omega_{m1*} \quad \text{јед. 8-31}$$

Са временском константом механичког дела погона T_{m1} узима се у обзир инерција свих круто спрегнутих делова у погону гусенице I :

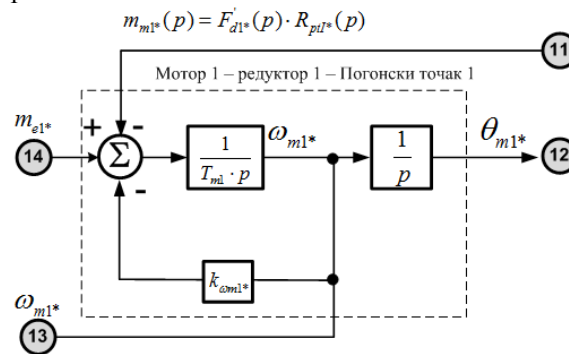
$$T_{m1} = \frac{J_{sv1} \cdot \omega_b}{m_b} (=) \frac{kg \cdot m^2 \cdot \frac{rad}{s}}{Nm} (=) \frac{kg \cdot m^2}{kg \cdot m \cdot \frac{s}{m}} (=) \frac{kg \cdot m^2}{kg \cdot m^2 \cdot s} (=) \frac{s^2}{s} (=) s$$

Претходни систем од две диференцијалне једначине (јед. 8-30 и јед. 8-31) применом Лапласове трансформације написан је у операторском домену:

$$T_{m1} \cdot p \cdot \omega_{m1*}(p) = m_{e1*}(p) - F'_{d1*}(p) \cdot R_{pt1*}(p) - k_{om1*} \cdot \omega_{m1*}(p) \quad \text{јед. 8-32}$$

$$p \cdot \theta_{m1*}(p) = \omega_{m1*}(p) \quad \text{јед. 8-33}$$

Након примене поступка нормализације и Лапласове трансформације добија се нормализовани блок дијаграм у операторском домену, приказан на сл. 8.1, за механички део погона који је у крутој спрези код гусенице I . Овакав блок дијаграм је погодан за интеграцију дела погона гусенице I који је крутој спрези.



сл. 8.1 Блок дијаграм дела погона гусенице I који је у крутој спрези

8.4.2. Део погона унутрашње гусенице II који је у крутој спреси

Конструктивна симетрија између гусеница и погонских група мотор-редуктор једног двогусеничног механизма дефинише истоветност између релација којима се описују једномоторни погони у спреси са погонским точком. Из ових разлога поступак нормализације Њутнове једначине за обртно кретање делова који су у крутој спреси а које су употребљене на првој гусеници и дати релацијама од јед. 8-24 и јед. 8-33., биће примењене и на другу гусеницу.

И код друге гусенице, као и код прве, погонском моменту мотора противи се момент оптерећења $m_{m2^*}(t)$ који је последица силе динамичког спрезања у механичком преносу код погонског точка. Момент оптерећења $m_{m2^*}(t)$ сразмеран је динамичкој сили спрезања и полупречнику погонског точка на коме делује ова сила у односу на осу обртања, као према следећој једначини:

$$m_{m2^*}(t) = \frac{F_{d2^*}(t) \cdot R_{pII^*}(t)}{i_2} = \frac{F_{d2^*}(t)}{i_2} \cdot R_{pII^*}(t) = F'_{d2^*}(t) \cdot R_{pII^*}(t) \quad \text{јед. 8-34}$$

Заменом релација за полупречник спрезања (јед. 8-6) и динамичке силе спрезања (јед. 8-23) у претходну једначину (јед. 8-34) добија се:

$$m_{m2^*}(t) = \frac{1}{i_2} \cdot [c_{G2^*} \cdot (\omega_{m2^*} - v_{2^*}) + k_{G2^*} \cdot (\theta_{m2^*} - s_{2^*} - \delta_{2^*})] \cdot \left[\frac{1 + R_{pt2^*}}{2} + \frac{R_{pt2^*} - 1}{2} \cdot \sin(n_z \cdot \omega_{m2} \cdot t) \right] \quad \text{јед. 8-35}$$

Из горње релације види се да је пренос момента оптерећења променљив и нелинеаран због утицаја променљиве механичке спреге између погонског точка и гусенице, што као последицу има утицај на динамику погона друге гусенице.

Сведени момент инерције на вратило мотора 2 који потиче од делова механичке трансмисије погона гусенице II који су круто спрегнути износи:

$$J_{sv2} = J_{m2} + J_{r2} + \frac{J_{pt2}}{i_2^2} \quad \text{јед. 8-36}$$

Све величине у претходној једначини односе се на погон гусенице II и имају следеће значење:

J_{m2} - момент инерције мотора

J_{r2} - момент инерције редуктора

J_{pt2} - момент инерције погонског точка

i_2 - преносни однос редуктора

Њутнова једначина (јед. 8-37) описује динамику обртног кретања круто спрегнутих делова погона гусенице II и представља биланс између погонског и отпорних момената. Обе стране једначине имају димензију момента у апсолутном домену.

$$J_{sv2} \frac{d\omega_{m2}}{dt} = m_{e2} - F'_{d2}(t) \cdot R_{pII}(t) - k_{om2} \cdot \omega_{m2} \quad \text{јед. 8-37}$$

Утицај момента оптерећења које потиче од трења обртних маса које чине круту спрегу узет је у обзир са коефицијентом трења k_{om2} . Нормализација претходне једначине врши се њеним делењем са базним моментом:

$$\frac{J_{sv2}}{m_b} \cdot \frac{\omega_b}{\omega_b} \frac{d\omega_{m2}}{dt} = \frac{m_{e2}}{m_b} - \frac{F'_{d2}(t) \cdot R_{pII}(t)}{m_b} - \frac{k_{om2}}{m_b} \frac{\omega_b}{\omega_b} \cdot \omega_{m2} \quad \text{јед. 8-38}$$

У наставку нормализације уводе се потребне базне вредности као што су брзина, сила и полупречник погонског точка:

$$\frac{J_{sv2} \cdot \omega_b}{m_b} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{\omega_{m2}}{\omega_b} \right) = \frac{m_{e2}}{m_b} - \frac{F'_{d2}(t) \cdot R_{pII}(t)}{F_b \cdot R_b} - \frac{k_{om2} \omega_b}{m_b} \cdot \frac{\omega_{m2}}{\omega_b} \quad \text{јед. 8-39}$$

Након нормализације Њутнова једначина за обртно кретање круто спрегнутих делова погона гусенице II има облик дат јед. 8-40 и заједно са јед. 8-41, која повезује угаону брзину са променом угла у времену, чине систем од две диференцијалне једначине у временском домену.

$$T_{m2} \cdot \frac{d\omega_{m2*}}{dt} = m_{e2*} - F'_{d2*}(t) \cdot R_{pII*}(t) - k_{om2*} \cdot \omega_{m2*} \quad \text{јед. 8-40}$$

$$\frac{d\theta_{m2*}}{dt} = \omega_{m2*} \quad \text{јед. 8-41}$$

Утицај инерција свих круто спрегнутих делова у погону гусенице II уважава се са временском константом механичког дела погона T_{m2} :

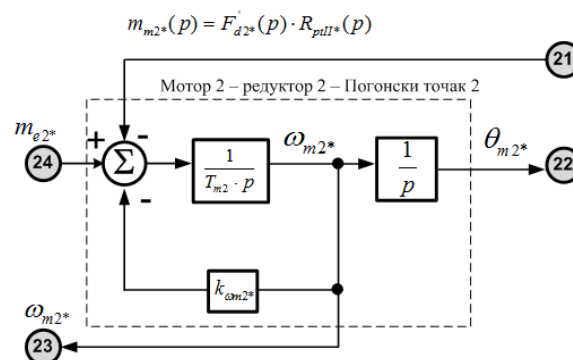
$$T_{m2} = \frac{J_{sv2} \cdot \omega_b}{m_b} (=) \frac{kg \cdot m^2 \cdot \frac{rad}{s}}{Nm} (=) \frac{kg \cdot m^2}{kg \cdot m \cdot \frac{m}{s^2}} (=) \frac{kg \cdot m^2}{kg \cdot m^2 \cdot \frac{m}{s^2}} (=) \frac{s^2}{s} (=) s$$

Систем од две диференцијалне једначине (јед. 8-40 и јед. 8-41) применом Лапласове трансформације преводи се из временског у операторски домен:

$$T_{m2} \cdot p \cdot \omega_{m2*}(p) = m_{e2*}(p) - F'_{d2*}(p) \cdot R_{pII*}(p) - k_{om2*} \cdot \omega_{m2*}(p) \quad \text{јед. 8-42}$$

$$p \cdot \theta_{m2*}(p) = \omega_{m2*}(p) \quad \text{јед. 8-43}$$

Механички део погона који је у крутој спрези код гусенице II, након примене нормализације и Лапласове трансформације у операторски домен представљен је блок дијаграмом на сл. 8.2. Све карактеристичне величине које повезују овај део са другим деловима система, означене су одређеним бројевима за референцирање истих величина на сличним дијаграмима других делова система.



сл. 8.2 Блок дијаграм дела погона гусенице II који је у крутој спрези

8.5. Нормализација Њутнове једначине за делове погона гусеница који нису круто повезани

Гусеница посредством променљиве спреге са погонским точком и начином кретања преко пасивног точка, врши конверзију обртног кретања погонског точка у праволинијско кретање. У динамичком моделу променљиве спреге погонског точка и гусенице део модела који се односи се на гусеницу описан је једначином:

$$J_{GT} \frac{d\omega_{gt}}{dt} = R_{pt2} \cdot F_d(t) - m_m - k_{\omega_{gt}} \omega_{gt} \quad \text{јед. 8-44}$$

у којој употребљене ознаке имају следеће значење:

ω_{gt} - угаона брзина гусенице при спрезању са погонским точком,

J_{GT} - момент инерције маса горњег дела конструкције,

R_{pt2} – полупречник врха зубаца погонског точка,

$F_d(t)$ - динамичка сила спрезања погонског точка и гусенице,

$k_{\omega_{gt}}$ – коефицијент трења који узима у обзир оптерећење гусенице које зависи од брзине,

m_m - оптерећење које не зависи од брзине.

Њутнова једначина за праволинијско кретање гусенице одређује силу убрзања праволинијског кретања у зависности од разлике погонске силе и отпорне силе. Посматрајући кретање једне гусенице погонска сила је динамичка сила спрезања погонског точка и гусенице. Њутнова једначина која описује праволинијско кретање гусенице има исти облик као и за обртно кретање:

$$M \frac{dv_{gt}}{dt} = F_d(t) - F_{con.} - k_v \cdot v_{gt} \quad \text{јед. 8-45}$$

Физичке величине из претходне једначине имају следеће значење:

$v_{gt} = R_{pt2} \cdot \omega_{gt}$ - периферна брзина гусенице при кретању по делу обима погонског точка представља брзину праволинијског кретања исте гусенице,

M - маса горњег дела конструкције,

R_{pt2} – полупречник врха зубаца погонског точка,

k_v – коефицијент трења који узима у обзир оптерећење које зависи од праволинијске брзине,

$F_{cons.}$ - оптерећење које не зависи од брзине.

У поступку нормализације Њутнових једначина за праволинијско кретање гусеница, уводи се претпоставка да је расподела маса на две гусенице симетрична $M_1=M_2=M/2$ и да је тежиште машине у геометријском центру возног механизма. Деловање отпорних сила на једној гусеници зависи од услова кретања двогусеничног возног механизма. При праволинијској вожњи делују две компоненте отпора кретању, једна константна и друга која зависи од праволинијске брзине:

$$F_{opt.} = F_{const.} + F(v) \quad \text{јед. 8-46}$$

При кретању по кружној путањи настају услед сложеног процеса кретања додатне отпорне силе које зависе од разлике брзина гусеница, од утицаја подлоге и од еластичних деформација конструкције. Сумарно дејство свих отпорних сила може се исказати следећом релацијом:

$$F_{opt.} = F_{const.} + F(v) + F(v_1 - v_2) + F_{KONSTR.} \quad \text{јед. 8-47}$$

8.5.1. Спољашња гусеница

Њутнова једначина која описује праволинијско кретање спољашње гусенице (гусеница I), има облик:

$$M_1 \frac{dv_1}{dt} = F_{d1}(t) - F_{Opt.1} \quad \text{јед. 8-48}$$

где су:

$F_{d1}(t)$ - динамичка сила спрезања на погонском точку гусенице I ,

$F_{Opt.1}$ - укупна отпорна сила на погонском точку гусенице I ,

$M_1 = M/2$ - маса терета на гусеници I при симетричној расподели укупне масе,

v_1 - периферна брзина гусенице I при кретању по делу обима погонског точка представља брзину праволинијског кретања гусенице I .

Сумарна отпорна сила на погонском точку гусенице I при кретању по кружној путањи има следеће компоненте:

$$F_{Opt.1} = F_{con.1} + F_{kvl}(v_1) + F_{rx1}(v_1 - v_2) + F_{KONST.} \quad \text{јед. 8-49}$$

где су:

$F_{con.1}$ - оптерећење које не зависи од брзине,

$F_{kvl}(v_1)$ - оптерећење које зависи од брзине v_1 праволинијског кретања,

$F_{rx1}(v_1 - v_2)$ - оптерећење које зависи од разлике брзина у току кружног кретања,

$F_{KONST.}$ - оптерећење које зависи од напрезања конструкције у току кружног кретања.

Њутнова једначина (јед. 8-48) описује динамику праволинијског кретања гусенице I и има у апсолутном домену димензију силе. Ова чињеница одређује и базну величину са којом треба са изврши њена нормализација.

$$M_1 \frac{dv_1}{dt} = F_{d1}(t) - F_{Opt.1} \quad /: F_b \quad \text{јед. 8-50}$$

У наставку нормализације потребно је увести и базну вредност за брзину праволинијског кретања:

$$\frac{M_1 \cdot v_b}{F_b} \frac{d}{dt} \left(\frac{v_1}{v_b} \right) = \frac{F_{d1}(t)}{F_b} - \frac{F_{Opt.1}}{F_b} \quad \text{јед. 8-51}$$

Релација (јед. 8-52) представља нормализовану Њутнову једначину за праволинијско кретање гусенице I и заједно са јед. 8-53, која дефинише брзину као промену пређеног пута у времену код праволинијског кретања гусенице I , чине систем од две диференцијалне једначине првог реда у временском домену.

$$T_{v1} \frac{dv_{1*}}{dt} = F_{d1*}(t) - F_{Opt1*} \quad \text{јед. 8-52}$$

$$\frac{ds_{1*}}{dt} = v_{1*} \quad \text{јед. 8-53}$$

Утицај масе оптерећења у погону гусенице I уважава се са временском константом механичког дела погона T_{v1} :

$$T_{v1} = \frac{M_1 \cdot v_b}{F_b} (=) \frac{kg \cdot \frac{m}{s}}{N} (=) \frac{kg \cdot \frac{m}{s}}{kg \cdot \frac{m}{s^2}} (=) \frac{s^2}{s} (=) s$$

Нормализација сумарне отпорне силе кретања гусенице I која је описана са јед. 8-49 врши се њеним делењем са базном вредношћу силе F_b :

$$F_{Opt1} = F_{con.1} + k_{v1} \cdot v_1 + k_{vpod1} \cdot (v_1 - v_2) + F_{KONST.} \quad /: F_b \quad \text{јед. 8-54}$$

При томе, неопходно је за нормализацију брзине увести и базну вредност за брзину праволинијског кретања на начин да се не наруши димензиона равнотежа једначине:

$$F_{Opt1*} = \frac{F_{con.1}}{F_b} + \frac{k_{v1}}{F_b} \cdot v_b \cdot \left(\frac{v_1}{v_b} \right) + \frac{k_{vpod1} \cdot v_b}{F_b} \cdot \left[\left(\frac{v_1}{v_b} \right) - \left(\frac{v_2}{v_b} \right) \right] + \frac{F_{KONST.}}{F_b} \quad \text{јед. 8-55}$$

Нормализована сумарна отпорна сила кретања гусенице I добија облик:

$$F_{Opt1*} = F_{con.1*} + k_{v1*} \cdot v_{1*} + k_{vpod1*} \cdot (v_{1*} - v_{2*}) + F_{KONST.*} \quad \text{јед. 8-56}$$

У претходној једначини као резултат нормирања са базним величинама, добијена је нормализована вредност коефицијента трења k_{v1*} гусеничне плоче према тлу при праволинијском кретању:

$$k_{v1*} = \frac{k_{v1} \cdot v_b}{F_b} (=) \frac{\frac{N}{m} \cdot \frac{m}{s}}{N} (=) \frac{N}{N} (=) [r.j.]$$

Такође, у истој једначини дефинисана је и нормализована вредност коефицијента подужног трења $k_{vpod.1*}$ гусеничне плоче према тлу у току кретања по кружној путањи, као:

$$k_{vpod1*} = \frac{k_{vpod1} \cdot v_b}{F_b} (=) \frac{\frac{N}{m} \cdot \frac{m}{s}}{N} (=) \frac{N}{N} (=) [r.j.]$$

Нормализована Њутнова једначина за праволинијско кретање гусенице I (јед. 8-48), заменом одговарајућих нормализованих вредности динамичке силе спрезања (јед. 8-19) и сумарне отпорне силе (јед. 8-56), добија следећи развијени облик:

$$T_{v1} \frac{dv_{1*}}{dt} = c_{G1*} \cdot (\omega_{m1*} - v_{1*}) + k_{G1*} \cdot (\theta_{m1*} - s_{1*}) - [F_{con.1*} + k_{v1*} \cdot v_{1*} + k_{vpod1*} \cdot (v_{1*} - v_{2*}) + F_{KONST.*}] \quad \text{јед. 8-57}$$

$$\frac{ds_{1*}}{dt} = v_{1*} \quad \text{јед. 8-58}$$

Систем од две диференцијалне једначине (јед. 8-57 и јед. 8-58) применом Лапласове трансформације преводи се из временског у операторски домен:

$$T_{v1} \cdot p \cdot v_{1*}(p) = F_{d1*}(p) - F_{Opt.1*}(p) \quad \text{јед. 8-59}$$

$$p \cdot s_{1*}(p) = v_{1*}(p) \quad \text{јед. 8-60}$$

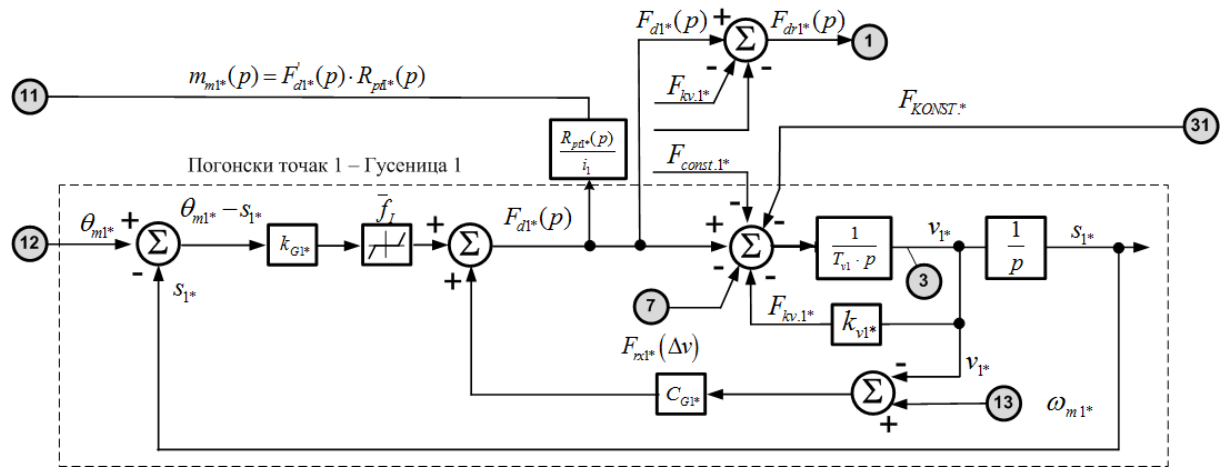
У јед. 8-59 динамичка сила спрезања $F_{d1*}(p)$ и сумарна отпорна сила $F_{Opt.1*}(p)$ написане су операторском облику:

$$F_{d1*}(p) = c_{G1*} \cdot [\omega_*(p) - v_{1*}(p)] + k_{G1*} \cdot [\theta_*(p) - s_{1*}(p)] \quad \text{јед. 8-61}$$

$$F_{Opt.1*}(p) = F_{con.1*} + k_{v1*} \cdot v_{1*}(p) + k_{vpod1*} \cdot [v_{1*}(p) - v_{2*}(p)] + F_{KONST.*}(p) \quad \text{јед. 8-62}$$

Механички део погона гусенице I који није у крутој спрези након примене нормализације и Лапласове трансформације представљен је блок дијаграмом на сл. 8.3. Све карактеристичне величине

које повезују овај део система са другим деловима динамичког система, означене су помоћним бројевима (бр.1, бр.3, бр.7, бр. 11, бр.12, бр.13 и бр.31) за референцирање.



Помоћна ознака (бр. 11) на сл. 8.3. повезује овај блок дијаграм са делом динамичког система који је приказан на сл. 8.1, представља сигнал момента оптерећења $m_{m1^*}(p)$ мотора прве гусенице. На исти начин и помоћне ознаке за пређени угао (бр.12) и брзину (бр.13) повезују ова два дијаграма.

Динамичка сила или сила убрзања $F_{dr1^*}(p)$ (сл. 8.3.- бр.1), која је дефинисана према [Лит. 29], учествује у стварању момента спрега којим се конструкција обрће око вертикалне осе ротације при кретању по кружној путањи, аналитички се добија када се од динамичке силе спрезања погонског точка и гусеничне плоче $F_{d1^*}(p)$ одузму отпорне силе које делују у току праволинијског кретања:

$$F_{dr1^*}(p) = F_{d1^*}(p) - F_{const.1^*} - F_{kv.1^*}(p) \quad \text{јед. 8-63}$$

Детаљан ток појединих сигнала може се пратити на блок дијаграму комплетног динамичког система који је приказан на сл. 8.8.

8.5.2. Унутрашња гусеница

За описивање праволинијског кретања унутрашње гусенице (гусеница II) користи се одговарајућа Њутнова једначина са адекватним физичким величинама:

$$M_2 \frac{dv_2}{dt} = F_{d2}(t) - F_{Opt,2} \quad \text{јед. 8-64}$$

које имају следеће значење:

$F_{d2}(t)$ - динамичка сила спрезања на погонском точку гусенице II,

$F_{Opt,2}$ - укупна отпорна сила на погонском точку гусенице II,

$M_2 = M/2$ - маса терета на гусеници II при симетричној расподели укупне масе,

v_2 - периферна брзина гусенице II при кретању по делу бима погонског точка представља брзину праволинијског кретања гусенице II.

При кретању по кружној путањи на погонском точку гусенице II делује сумарна отпорна сила:

$$F_{Opt,2} = F_{con,2} + F_{kv2}(v_2) + F_{rx2}(v_1 - v_2) - F_{KONST.} \quad \text{јед. 8-65}$$

коју чине следеће компоненте:

$F_{con,2}$ - оптерећење које не зависи од брзине,

$F_{kv2}(v_2)$ - оптерећење које зависи од брзине v_2 ,

$F_{rx2}(v_1 - v_2)$ - оптерећење које зависи од разлике брзина у току кружног кретања,

$F_{KONST.}$ - оптерећење које зависи од напрезања конструкције у току кружног кретања.

Динамика праволинијског кретања гусенице II описана је Њутновом једначином (јед. 8-66) која у апсолутном домену има димензију силе. Стога је базна сила величина за њено нормирање.

$$M_2 \frac{dv_2}{dt} = F_{d2}(t) - F_{Opt,2} \quad /: F_b \quad \text{јед. 8-66}$$

У следећем кораку нормализације уводи се базна вредност за брзину праволинијског кретања:

$$\frac{M_2 \cdot v_b}{F_b} \frac{d}{dt} \left(\frac{v_2}{v_b} \right) = \frac{F_{d2}(t)}{F_b} - \frac{F_{Opt,2}}{F_b} \quad \text{јед. 8-67}$$

Праволинијско кретање гусенице II описано је системом од две диференцијалне једначине првог реда у временском домену. Прва једначина представља нормализовану Њутнову једначину за праволинијско кретање гусенице II (јед. 8-68), док друга дефинише брзину као промену пређеног пута у времену код праволинијског кретања гусенице II, (јед. 8-69).

$$T_{v2} \frac{dv_{2*}}{dt} = F_{d2*}(t) - F_{Opt2*} \quad \text{јед. 8-68}$$

$$\frac{ds_{2*}}{dt} = v_{2*} \quad \text{јед. 8-69}$$

Временском константом механичког дела погона T_{v2} уважен је утицај масе оптерећења у погону гусенице II

$$T_{v_2} = \frac{M_2 \cdot v_b}{F_b} (=) \frac{\text{kg} \cdot \frac{m}{s}}{N} (=) \frac{\text{kg} \cdot \frac{m}{s}}{\text{kg} \cdot \frac{m}{s^2}} (=) \frac{s^2}{s} (=) s$$

Делењем јед. 8-65 са базном вредношћу силе F_b , добија се нормализована вредност сумарне отпорне сила кретања гусенице II :

$$F_{Opt2} = F_{con.2} + k_{v_2} \cdot v_2 + k_{vpod2} \cdot (v_1 - v_2) - F_{KONST.} \quad /: F_b \quad \text{јед. 8-70}$$

Водећи рачуна да се не наруши димензиона равнотежа претходне једначине потребно је за нормализацију брзине увести и базну вредност за брзину праволинијског кретања:

$$F_{Opt2*} = \frac{F_{con.2}}{F_b} + \frac{k_{v_2}}{F_b} \cdot v_b \cdot \left(\frac{v_2}{v_b} \right) + \frac{k_{vpod2} \cdot v_b}{F_b} \cdot \left[\left(\frac{v_1}{v_b} \right) - \left(\frac{v_2}{v_b} \right) \right] + \frac{F_{KONST.}}{F_b} \quad \text{јед. 8-71}$$

Израз нормализоване сумарне отпорне силе кретања гусенице II добија облик:

$$F_{Opt2*} = F_{con.2*} + k_{v_2*} \cdot v_{2*} + k_{vpod2*} \cdot (v_{1*} - v_{2*}) + F_{KONST.*} \quad \text{јед. 8-72}$$

Након нормализације сви коефицијенти су бездимензионе величине. У претходној једначини величина k_{v_2*} је нормализована вредност коефицијента трења гусенице према тлу при праволинијском кретању:

$$k_{v_2*} = \frac{k_{v_2} \cdot v_b}{F_b} (=) \frac{\frac{N}{m} \cdot \frac{m}{s}}{N} (=) \frac{N}{N} (=) [r.j.]$$

Такође, у истој једначини величина k_{vpod2*} је нормализована вредност коефицијента подужног трења гусенице према тлу у току кретања по кружној путањи, као:

$$k_{vpod2*} = \frac{k_{vpod2} \cdot v_b}{F_b} (=) \frac{\frac{N}{m} \cdot \frac{m}{s}}{N} (=) \frac{N}{N} (=) [r.j.]$$

Заменом одговарајућих нормализованих вредности динамичке силе спрезања (јед. 8-23) и сумарне отпорне силе (јед. 8-72) у (јед. 8-68), нормализована Њутнова једначина за праволинијско кретање гусенице II , добија следећи облик:

$$T_{v_2} \frac{dv_{2*}}{dt} = c_{G2*} \cdot (\omega_{m2*} - v_{2*}) + k_{G2*} \cdot (\theta_{m2*} - s_{2*}) - [F_{con.2*} + k_{v_2*} \cdot v_{2*} + k_{vpod2*} \cdot (v_{1*} - v_{2*}) - F_{KONST.*}] \quad \text{јед. 8-73}$$

$$\frac{ds_{2*}}{dt} = v_{2*} \quad \text{јед. 8-74}$$

Применом Лапласове трансформације на диференцијалне једначине (јед. 8-73 и јед. 8-74) у операторском домену имају следећи облик:

$$T_{v_2} \cdot p \cdot v_{2*}(p) = F_{d2*}(p) - F_{Opt.2*}(p) \quad \text{јед. 8-75}$$

$$p \cdot s_{2*}(p) = v_{2*}(p) \quad \text{јед. 8-76}$$

У јед. 8-75 динамичка сила спрезања $F_{d2*}(p)$ и сумарна отпорна сила $F_{Opt.2*}(p)$ написане су операторском облику као:

$$F_{d2*}(p) = c_{G2*} \cdot [\omega_{m2*}(p) - v_{2*}(p)] + k_{G2*} \cdot [\theta_{m2*}(p) - s_{2*}(p)] \quad \text{јед. 8-77}$$

$$F_{Opt.2*}(p) = F_{con.2*} + k_{v_2*} \cdot v_{2*}(p) + k_{vpod2*} \cdot [v_{1*}(p) - v_{2*}(p)] - F_{KONST.*}(p) \quad \text{јед. 8-78}$$

На блок дијаграму са сл. 8.4 након примене нормализације и Лапласове трансформације, приказан је механички део погона гусенице II који није у крутој спрези. Све карактеристичне величине које повезују овај део система са другим деловима динамичког система, означене су

8.6. Нормализација једначине угаоне еластичне деформације конструкције

Једначина којом је описана угаона еластична деформација конструкције двогусеничног возног механизма при кретању по кружној путањи дат је изразом:

$$I \frac{d\Delta\Omega}{dt} + k_{\Omega}\Delta\Omega + k_{\alpha}\Delta\alpha = (F_{dr1} - F_{dr2}) \frac{B}{2} - M_{r\Delta\alpha1} - M_{r\Delta\alpha2} \quad \text{јед. 8-80}$$

Обе стране једначине имају димензију момента и као базна величина за нормализацију употребљен је базни момент.

$$I \frac{d\Delta\Omega}{dt} + k_{\Omega}\Delta\Omega + k_{\alpha}\Delta\alpha = (F_{dr1} - F_{dr2}) \frac{B}{2} - M_{r\Delta\alpha1} - M_{r\Delta\alpha2} / : m_b \quad \text{јед. 8-81}$$

При нормализацији осталих величина примењене су базне вредности за угаону брзину и пређени угао код кретања по кружној путањи возног механизма.

$$\frac{I \cdot \Omega_b}{m_b} \frac{d}{dt} \left(\frac{\Delta\Omega}{\Omega_b} \right) + \frac{k_{\Omega} \cdot \Omega_b}{m_b} \frac{\Delta\Omega}{\Omega_b} + \frac{k_{\alpha} \cdot \alpha_b}{m_b} \frac{\Delta\alpha}{\alpha_b} = \frac{(F_{dr1} - F_{dr2}) \frac{B}{2}}{F_b \cdot R_b} - \frac{M_{r\Delta\alpha1}}{m_b} - \frac{M_{r\Delta\alpha2}}{m_b} \quad \text{јед. 8-82}$$

Након нормализације јед. 8-80 добија бездимензиони облик:

$$T_{\Omega} \frac{d\Delta\Omega^*}{dt} + k_{\Omega^*}\Delta\Omega^* + k_{\alpha^*}\Delta\alpha^* = (F_{dr1^*} - F_{dr2^*}) \frac{B^*}{2} - M_{r\Delta\alpha1^*} - M_{r\Delta\alpha2^*} \quad \text{јед. 8-83}$$

Када се претходна једначина напише само по прираштају угла еластичне деформације претходна једначина добија облик:

$$T_{\Omega} \frac{d^2\Delta\alpha^*}{dt^2} + k_{\Omega^*} \frac{d\Delta\alpha^*}{dt} + k_{\alpha^*}\Delta\alpha^* = (F_{dr1^*} - F_{dr2^*}) \frac{B^*}{2} - M_{r\Delta\alpha1^*} - M_{r\Delta\alpha2^*} \quad \text{јед. 8-84}$$

Применом Лапласове трансформације на јед. 8-84 добија се њен облик у операторском домену:

$$T_{\Omega} p^2 \Delta\alpha^* + k_{\Omega^*} p \Delta\alpha^* + k_{\alpha^*} \Delta\alpha^* = (F_{dr1^*} - F_{dr2^*}) \frac{B^*}{2} - M_{r\Delta\alpha1^*} - M_{r\Delta\alpha2^*} \quad \text{јед. 8-85}$$

Момент торзије услед увијања конструкције око вертикалне осе сразмеран је угаоној деформацији конструкције:

$$m_{KONST.} = k_{\alpha} \cdot \Delta\alpha \quad \text{јед. 8-86}$$

где је k_{α} коефицијент торзије конструкције доње градње. Нормализација момента торзије конструкције $m_{KONST.}$ врши се делењем претходне једначине са базним моментом :

$$m_{KONST^*} = \frac{m_{KONST.}}{m_b} = \frac{k_{\alpha} \cdot \alpha_b}{m_b} \cdot \frac{\Delta\alpha}{\alpha_b} = k_{\alpha^*} \cdot \Delta\alpha^* \quad \text{јед. 8-87}$$

У претходној једначини величина k_{α^*} је нормализована вредност коефицијента торзије конструкције:

$$k_{\alpha^*} = \frac{k_{\alpha} \cdot \alpha_b}{m_b} \left(= \frac{\frac{Nm}{rad} \cdot rad}{Nm} \right) \left(= \right) [r \cdot j.]$$

Компонента силе која потиче од торзионог момента конструкције обрнуто је сразмерна растојању између гусеница:

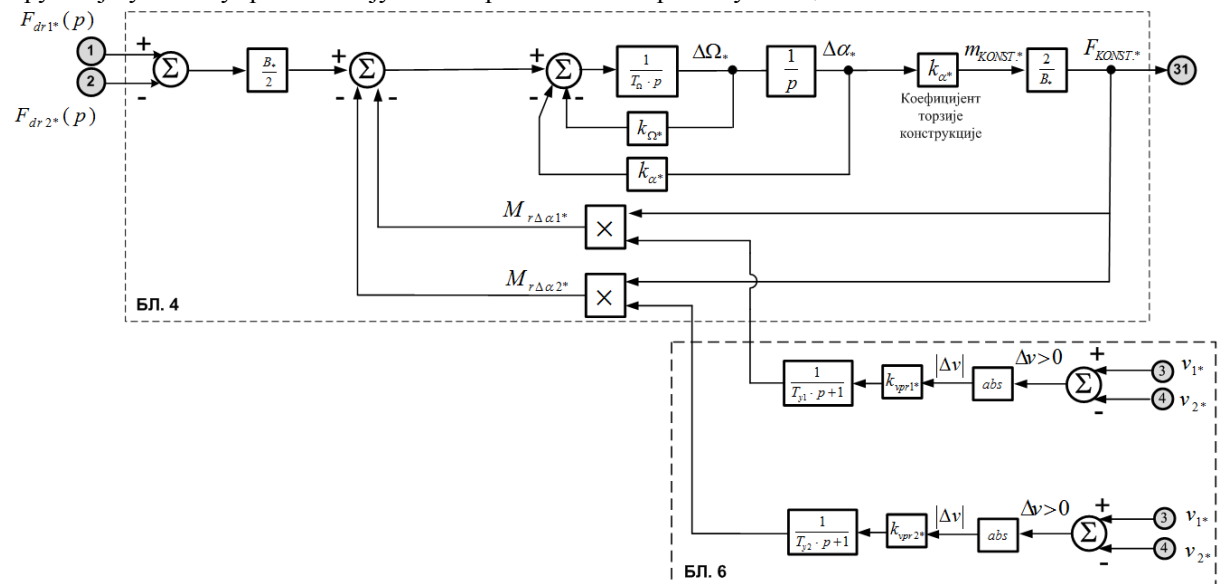
$$F_{KONST.} = \frac{m_{KONST.}}{\frac{B}{2}} = \frac{2}{B} \cdot k_{\alpha} \cdot \Delta\alpha \quad \text{јед. 8-88}$$

Нормализација отпорне силе $F_{KONST.}$ на погонском тачку која потиче од момента увијања конструкције врши се делењем са базном вредношћу силе:

$$F_{KONST.*} = \frac{F_{KONST.}}{F_b} = \frac{\frac{2}{B} \cdot k_{\alpha} \cdot \Delta\alpha}{F_b} = \frac{2}{B} \frac{k_{\alpha} \cdot \alpha_b}{F_b} \frac{\Delta\alpha}{\alpha_b} = \frac{2}{B} \cdot k_{\alpha*} \cdot \Delta\alpha_* \quad \text{јед. 8-89}$$

Динамичка сила или сила убрзања $F_{dr1*}(p)$ гусенице I на сл. 8.5 означена је са помоћним бројем 1 и преко њега је повезана са блок дијаграмом на сл. 8.3. Динамичка сила или сила убрзања $F_{dr2*}(p)$ гусенице II на сл. 8.5 означена је са помоћним бројем 2 и преко њега је повезана са блок дијаграмом сл. 8.4. На блок дијаграму на сл. 8.5 сила услед еластичних деформација конструкције $F_{KONST.}$ означена је са помоћним бројем 31 преко којег је повезана са блок дијаграмима на сл. 8.3 и сл. 8.4.

Разлика сила убрзања $F_{dr1*}(p) - F_{dr2*}(p)$ ствара момент спрега којим се конструкција обрће око вертикалне осе ротације при кретању по кружној путањи. Моменту спрега сила у току кретања по кружној путањи супротстављају са отпорни momenti трења гусеница.



сл. 8.5 Блок дијаграм угаоне еластичне деформације конструкције

8.7. Нормализација подужних отпорних сила гусеница

Полазећи од израза у јед. 7-87, јед. 7-88 и јед. 7-89, подужна компонента отпорне силе гусенице I може да се напише у облику

$$F_{rx1} = \mu \cdot f_2(\zeta_1) \cdot \left(R + \frac{B}{2}\right) \cdot \frac{1}{B} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t}\right) \cdot \frac{|\Delta v|}{v_n} \cdot F_G \quad \text{јед. 8-90}$$

Претходни израз има димензију силе и величина која се користи за његову нормализацију је базна сила:

$$F_{rx1} = \frac{F_{rx1}}{F_b} = \mu \cdot f_2(\zeta_1) \cdot \left(R + \frac{B}{2}\right) \cdot \frac{1}{B} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t}\right) \cdot \frac{|\Delta v|}{v_n} \cdot \frac{F_G}{F_b} \quad \text{јед. 8-91}$$

Нормализована подужна компонента отпорне силе гусенице I је директно сразмерна разлици брзина:

$$F_{rx1*} = \mu \cdot f_2(\zeta_1) \cdot F_{G*} \cdot \left(R + \frac{B}{2}\right) \cdot \frac{1}{B} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t}\right) \cdot |\Delta v_*| \quad \text{јед. 8-92}$$

$$F_{rx1*} = k_{vpd1*} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t}\right) \cdot |\Delta v_*| \quad \text{јед. 8-93}$$

Полазећи од израза у јед. 7-90, јед. 7-91 и јед. 7-92 подужна компонента отпорне силе гусенице II може да се напише у облику

$$F_{rx2} = \mu \cdot f_2(\zeta_2) \cdot \left(R - \frac{B}{2}\right) \cdot \frac{1}{B} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t}\right) \cdot \frac{|\Delta v|}{v_n} \cdot F_G \quad \text{јед. 8-94}$$

Претходни израз има димензију силе и величина која се користи за његову нормализацију је базна сила:

$$F_{rx2} = \frac{F_{rx2}}{F_b} = \mu \cdot f_2(\zeta_2) \cdot \left(R - \frac{B}{2}\right) \cdot \frac{1}{B} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t}\right) \cdot \frac{|\Delta v|}{v_n} \cdot \frac{F_G}{F_b} \quad \text{јед. 8-95}$$

Нормализована подужна компонента отпорне силе гусенице II је такође директно сразмерна разлици брзина:

$$F_{rx2*} = \mu \cdot f_2(\zeta_2) \cdot F_{G*} \cdot \left(R - \frac{B}{2}\right) \cdot \frac{1}{B} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t}\right) \cdot |\Delta v_*| \quad \text{јед. 8-96}$$

$$F_{rx2*} = k_{vpd2*} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t}\right) \cdot |\Delta v_*| \quad \text{јед. 8-97}$$



сл. 8.6 Блок дијаграм подужних отпорних сила

8.8. Нормализација отпорних момената трења

У току кретања по кружној путањи гусеничних возних механизма попречни отпори кретања гусеница описани су отпорним моментима трења. Полазећи од јед. 7-96 отпорни момент трења гусенице I може да се напише у облику:

$$M_{r\Delta\alpha 1}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = \mu \cdot f_1(\zeta_1) \cdot \left(R \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{L}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \cdot \frac{|\Delta v|}{v_n} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y1}} t} \right) \cdot \frac{k_u \cdot \Delta\alpha \cdot L}{4} \quad \text{јед. 8-98}$$

Нормализација претходне једначине врши са базним моментом и увођењем одговарајућих базних вредности за пређени угао и дужину гусенице:

$$M_{r\Delta\alpha 1^*}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = \mu \cdot f_1(\zeta_1) \cdot \left(R \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{L}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \cdot \frac{|\Delta v|}{v_n} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y1}} t} \right) \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{k_u \cdot \alpha_b \cdot L_b}{m_b} \cdot \frac{\Delta\alpha \cdot L}{\alpha_b \cdot L_b} \quad \text{јед. 8-99}$$

Нормализовани отпорни момент трења гусенице I директно је сразмеран апсолутној вредности разлике брзина и угаоној еластичној деформацији:

$$M_{r\Delta\alpha 1^*}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = \mu \cdot f_1(\zeta_1) \cdot \left(R \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{L}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y1}} t} \right) \cdot \frac{k_{u^*} \cdot \Delta\alpha_* \cdot L_*}{4} \cdot |\Delta v_*| \quad \text{јед. 8-100}$$

Упрошћена форма претходне једначине употребиће се за моделовање отпорног момента трења гусенице I :

$$M_{r\Delta\alpha 1^*}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = k_{vpr.1} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y1}} t} \right) \cdot |\Delta v_*| \cdot k_{u^*} \cdot \Delta\alpha_* \quad \text{јед. 8-101}$$

Полазећи од јед. 7-100 отпорни момент трења гусенице II може да се напише у облику:

$$M_{r\Delta\alpha 2}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = \mu \cdot f_1(\zeta_2) \cdot \left(R \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{L}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \cdot \frac{|\Delta v|}{v_n} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y2}} t} \right) \cdot \frac{k_u \cdot \Delta\alpha \cdot L}{4} \quad \text{јед. 8-102}$$

Нормализација претходне једначине врши са базним моментом и увођењем одговарајућих базних вредности за пређени угао и дужину гусенице:

$$M_{r\Delta\alpha 2^*}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = \mu \cdot f_1(\zeta_2) \cdot \left(R \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{L}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \cdot \frac{|\Delta v|}{v_n} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y2}} t} \right) \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{k_u \cdot \alpha_b \cdot L_b}{m_b} \cdot \frac{\Delta\alpha \cdot L}{\alpha_b \cdot L_b} \quad \text{јед. 8-103}$$

Нормализовани отпорни момент трења гусенице II директно је сразмеран апсолутној вредности разлике брзина и угаоној еластичној деформацији конструкције:

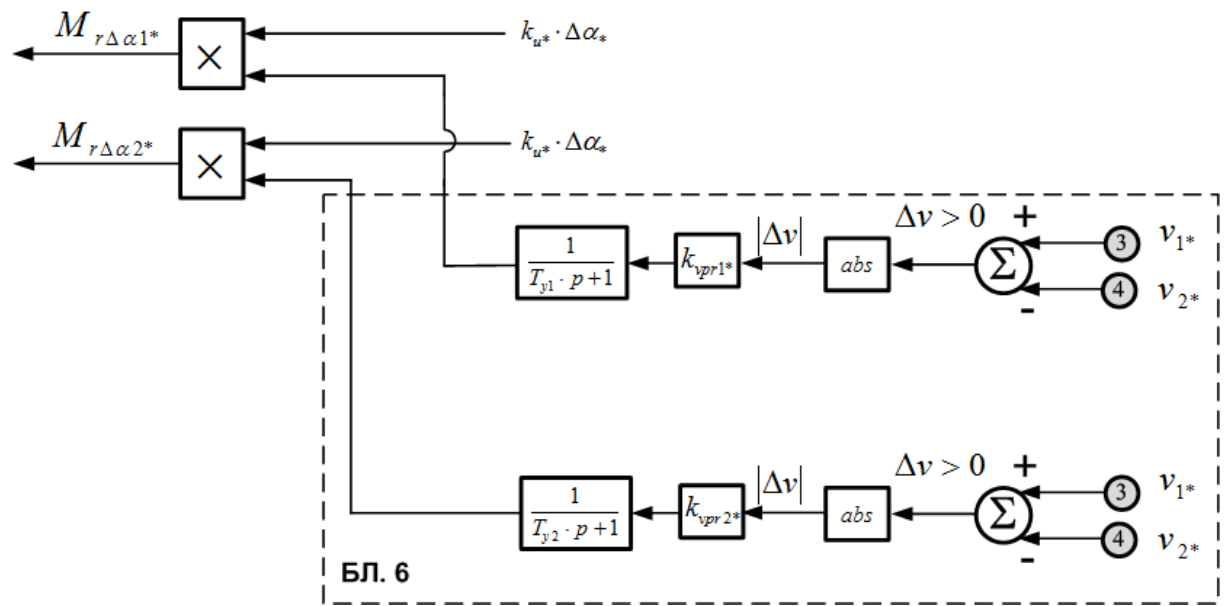
$$M_{r\Delta\alpha 2^*}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = \mu \cdot f_1(\zeta_2) \cdot \left(R \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{L}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y2}} t} \right) \cdot \frac{k_{u^*} \cdot \Delta\alpha_* \cdot L_*}{4} \cdot |\Delta v_*| \quad \text{јед. 8-104}$$

У динамичком моделу претходна једначина се користи у упрошћеном облику:

$$M_{r\Delta\alpha 2^*}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = k_{vpr.2} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y2}} t} \right) \cdot |\Delta v_*| \cdot k_{u^*} \cdot \Delta\alpha_* \quad \text{јед. 8-105}$$

Нормализовани сумарни отпорни момент трења је:

$$M_{r\Delta\alpha^*}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = M_{r\Delta\alpha 1^*}(\Delta\alpha, |\Delta v|) + M_{r\Delta\alpha 2^*}(\Delta\alpha, |\Delta v|) \quad \text{јед. 8-106}$$



сл. 8.7 Блок дијаграм отпорних момената грења

8.9. Нормализовани динамички модел двогусеничног возног механизма

У овом поглављу је извршена нормализација једначина које описују динамику двогусеничног возног механизма. Према усвојеним базним вредностима и изведеним базним величинама динамички модел у нормализованом домену садржи следеће једначине:

које описују гусеницу I:

$$T_{m1} \cdot \frac{d\omega_{m1*}}{dt} = m_{e1*} - F'_{d1*}(t) \cdot R_{pt1*}(t) - k_{om1*} \cdot \omega_{m1*} \quad \text{јед. 8-30} \quad \text{сл. 8.1}$$

$$\frac{d\theta_{m1*}}{dt} = \omega_{m1*} \quad \text{јед. 8-31} \quad \text{сл. 8.1}$$

$$F_{d1*}(t) = c_{G1*} \cdot (\omega_{m1*} - v_{1*}) + k_{G1*} \cdot (\theta_{m1*} - s_{1*} - \delta_{1*}) \quad \text{јед. 8-19} \quad \text{сл. 8.3}$$

$$T_{v1} \frac{dv_{1*}}{dt} = F_{d1*}(t) - F_{Opt1*} \quad \text{јед. 8-52} \quad \text{сл. 8.3}$$

$$\frac{ds_{1*}}{dt} = v_{1*} \quad \text{јед. 8-53} \quad \text{сл. 8.3}$$

$$F_{Opt.1*} = F_{con.1*} + F_{kv1*}(v_{1*}) + F_{rx1*}(\Delta v_{*}) + F_{KONST.*} \quad \text{јед. 8-49} \quad \text{сл. 8.3}$$

које описују еластичну деформацију конструкције у току кретања по кривини:

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta \alpha_{*}}{dt^2} + k_{\Omega*} \frac{d \Delta \alpha_{*}}{dt} + k_{\alpha*} \Delta \alpha_{*} = (F_{dr1*} - F_{dr2*}) \frac{B_{*}}{2} - M_{r\Delta\alpha1*} - M_{r\Delta\alpha2*} \quad \text{јед. 8-84} \quad \text{сл. 8.5}$$

$$F_{KONST.*} = \frac{2}{B_{*}} k_{\alpha*} \cdot \Delta \alpha_{*} \quad \text{јед. 8-89} \quad \text{сл. 8.5}$$

које описују гусеницу II:

$$T_{m2} \cdot \frac{d\omega_{m2*}}{dt} = m_{e2*} - F'_{d2*}(t) \cdot R_{ptII*}(t) - k_{om2*} \cdot \omega_{m2*} \quad \text{јед. 8-40} \quad \text{сл. 8.2}$$

$$\frac{d\theta_{m2*}}{dt} = \omega_{m2*} \quad \text{јед. 8-41} \quad \text{сл. 8.2}$$

$$F_{d2*}(t) = c_{G2*} \cdot (\omega_{m2*} - v_{2*}) + k_{G2*} \cdot (\theta_{m2*} - s_{1*} - \delta_{1*}) \quad \text{јед. 8-20} \quad \text{сл. 8.4}$$

$$T_{v2} \frac{dv_{2*}}{dt} = F_{d2*}(t) - F_{Opt2*} \quad \text{јед. 8-68} \quad \text{сл. 8.4}$$

$$\frac{ds_{2*}}{dt} = v_{2*} \quad \text{јед. 8-69} \quad \text{сл. 8.4}$$

$$F_{Opt.2*} = F_{con.2*} + F_{kv2*}(v_{2*}) + F_{rx2*}(\Delta v_{*}) - F_{KONST.*} \quad \text{јед. 8-65} \quad \text{сл. 8.4}$$

Применом Лапласове трансформације на нормализовани систем једначина, динамички модел двогусеничног возног механизма је из временског домена преведен у операторски домен који омогућава ефикаснију динамичку анализу.

Једначине које описују гусеницу I:

$$T_{m1} \cdot p \cdot \omega_{m1*}(p) = m_{e1*}(p) - F'_{d1*}(p) \cdot R_{pII*}(p) - k_{om1*} \cdot \omega_{m1*}(p) \quad \text{јед. 8-32} \quad \text{сл. 8.1}$$

$$p \cdot \theta_{m1*}(p) = \omega_{m1*}(p) \quad \text{јед. 8-33} \quad \text{сл. 8.1}$$

$$F_{d1*}(p) = c_{G1*} \cdot [\omega_{1*}(p) - v_{1*}(p)] + k_{G1*} \cdot [\theta_{1*}(p) - s_{1*}(p)] \quad \text{јед. 8-61} \quad \text{сл. 8.3}$$

$$T_{v1} \cdot p \cdot v_{1*}(p) = F_{d1*}(p) - F_{Opt.1*}(p) \quad \text{јед. 8-59} \quad \text{сл. 8.3}$$

$$p \cdot s_{1*}(p) = v_{1*}(p) \quad \text{јед. 8-60} \quad \text{сл. 8.3}$$

$$F_{Opt.1*}(p) = F_{con.1*} + k_{v1*} \cdot v_{1*}(p) + k_{vpod1*} \cdot [v_{1*}(p) - v_{2*}(p)] + F_{KONST.*}(p) \quad \text{јед. 8-62} \quad \text{сл. 8.3}$$

Једначине које описују еластичну деформацију конструкције у току кретања по кривини:

$$T_{\Omega} p^2 \Delta\alpha_* + k_{\Omega*} p \Delta\alpha_* + k_{\alpha*} \Delta\alpha_* = (F_{dr1*} - F_{dr2*}) \frac{B_*}{2} - M_{r\Delta\alpha1*} - M_{r\Delta\alpha2*} \quad \text{јед. 8-85} \quad \text{сл. 8.5}$$

$$F_{KONST.*} = \frac{2}{B_*} k_{\alpha*} \cdot \Delta\alpha_* \quad \text{јед. 8-89} \quad \text{сл. 8.5}$$

Једначине које описују гусеницу II:

$$T_{m2} \cdot p \cdot \omega_{m2*}(p) = m_{e2*}(p) - F'_{d2*}(p) \cdot R_{pIII*}(p) - k_{om2*} \cdot \omega_{m2*}(p) \quad \text{јед. 8-42} \quad \text{сл. 8.2}$$

$$p \cdot \theta_{m2*}(p) = \omega_{m2*}(p) \quad \text{јед. 8-43} \quad \text{сл. 8.2}$$

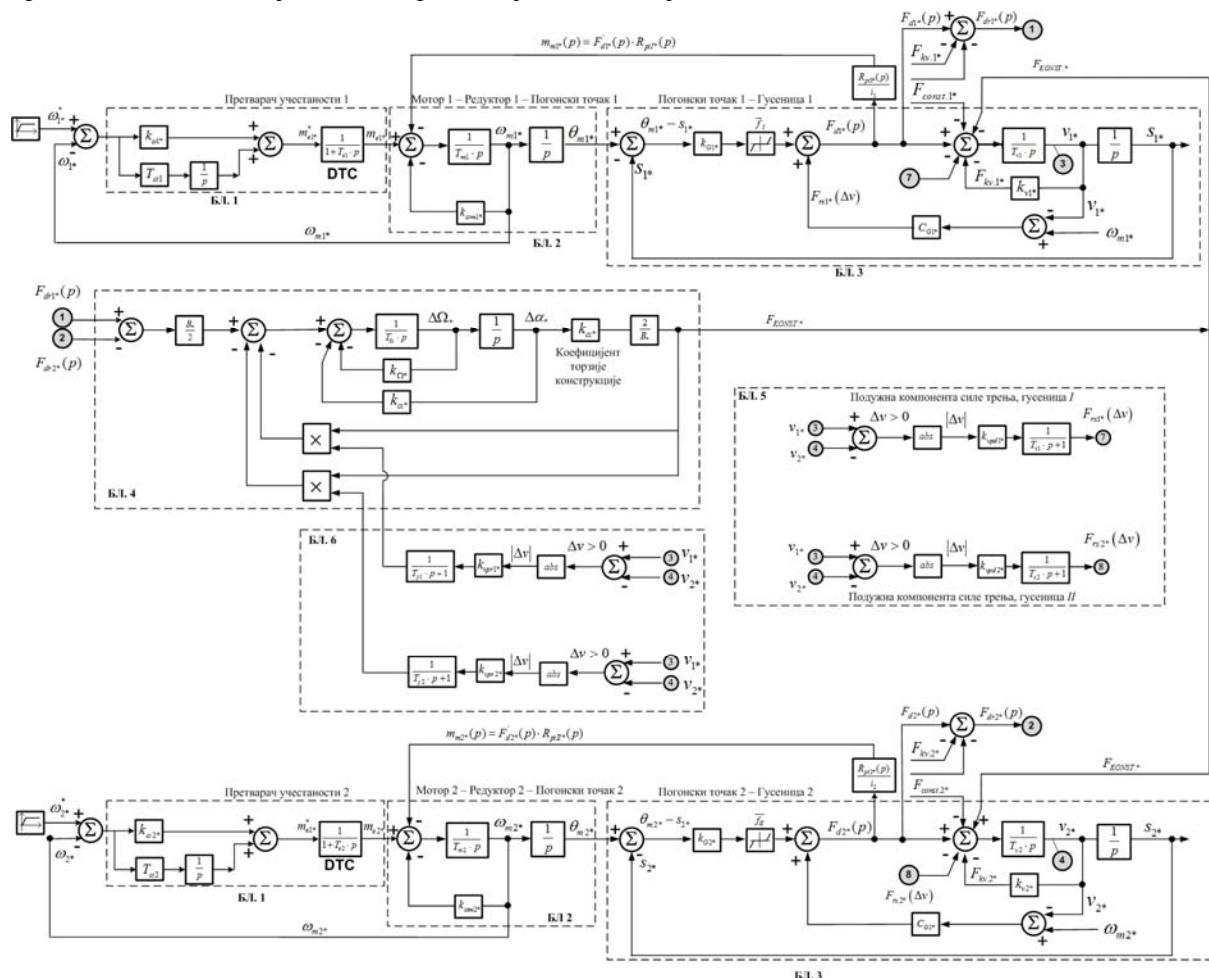
$$F_{d2*}(p) = c_{G2*} \cdot [\omega_{m2*}(p) - v_{2*}(p)] + k_{G2*} \cdot [\theta_{m2*}(p) - s_{2*}(p)] \quad \text{јед. 8-77} \quad \text{сл. 8.4}$$

$$T_{v2} \cdot p \cdot v_{2*}(p) = F_{d2*}(p) - F_{Opt.2*}(p) \quad \text{јед. 8-75} \quad \text{сл. 8.4}$$

$$p \cdot s_{2*}(p) = v_{2*}(p) \quad \text{јед. 8-76} \quad \text{сл. 8.4}$$

$$F_{Opt.2*}(p) = F_{con.2*} + k_{v2*} \cdot v_{2*}(p) + k_{vpod2*} \cdot [v_{1*}(p) - v_{2*}(p)] - F_{KONST.*}(p) \quad \text{јед. 8-78} \quad \text{сл. 8.4}$$

Блок дијаграм динамичког модела двогусеничног возног механизма који је описан претходним системом једначина приказан је на следећој слици.



сл. 8.8 Динамички модел двогусеничног возног механизма

На блок дијаграму динамичког модела двогусеничног возног механизма посебним ознакама обележене су поједине блоковске подцелине, а то су:

- БЛ.1. Блок дијаграм претвараача учестаности којим је моделован регулатор брзине и преносна функција асинхроног мотора напајаног из претвараача учестаности који ради у режиму директне контроле момента.
- БЛ.2. Блок дијаграм мотор-редуктор-погонски тачак дела погона гусенице који је у крутој спрези и који обухвата кавезни асинхронни мотор, редуктор и погонски тачак. Утицај ових елемената на динамику погона узет је у обзир преко механичке временске константе.
- БЛ.3. Блок дијаграм погонски тачак-гусеница дела погона једне гусенице који није у крутој спрези узима у обзир отпоре праволинијског кретања и додатне отпоре при кретању по кружној путањи.
- БЛ.4. Блок дијаграм торзије конструкције којим је моделован утицај угаоне еластичне деформације конструкције при кретању по кружној путањи.
- БЛ.5. Блок дијаграм подужне силе трења којим је моделован утицај лонгитудиналне силе трења на обе гусенице при кретању по кружној путањи.
- БЛ.6. Блок дијаграм попречне силе трења којим је моделован утицај латералног коефицијента трења на обе гусенице при кретању по кружној путањи.

Делови динамичког модела који су претходно описани под редним бројевима БЛ.1, БЛ.2 и БЛ.3 чине модел једне гусенице. При томе су блок дијаграми БЛ.2 и БЛ.3 спрегнути повратном везом по моменту оптерећења који је сразмеран динамичкој сили спрезања између погонског точка и гусенице.

Блок дијаграм БЛ.3 је повезан са блок дијаграмом БЛ.4 преко повратне гране која представља утицај угаоне еластичне деформације конструкције на појединачне погоне. Додатни отпори кретања у правцу дуж осе гусенице моделовани су у блок дијаграму БЛ.5 и са одговарајућом повратном спрегом повезани са блоковима БЛ.3 за обе гусенице.

Улазни сигнали у БЛ.4 су динамичке силе чији спрег подржава кретање по кружној путањи. Улазни сигнали у овај блок су и попречне компоненте коефицијента трења који се генеришу у БЛ.6.

Излазни сигнал из БЛ.4 је сила која је сразмерна угаоној еластичној деформацији конструкције. Овај сигнал затвара према гусеници са већом брзином негативну повратну спрегу. Код гусенице са мањом брзином у току кретања по кружној путањи ова повратна спрега је позитивна.

У блоку БЛ.5 се на основу разлике праволинијских брзина, које су улазне величине, израчунавају се компоненте подужне силе трења за обе гусенице.

Праволинијске брзине су улазне величине и у блоку БЛ.6 у коме се на основу разлике праволинијских брзина израчунавају коефицијенти попречног трења.

9. ОПИС ОПРЕМЕ И МЕТОДОЛОГИЈЕ МЕРЕЊА

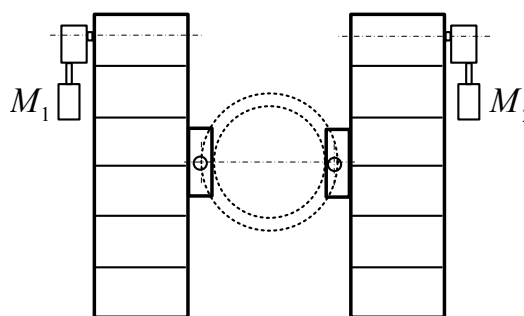
Верификација развијеног динамичког модела двогусеничног возног механизма, који описан детаљно у претходним поглављима, извршена је на двомоторном погону гусеничног транспорта багера типа SRs 400 на површинском копу Дрмно.

9.1. Опис енергетског дела погона

Погон гусеничног транспорта багера покрећу два асинхрона кавезна мотора који имају следеће номиналне податке: $P_n = 75 \text{ kW}$, $I_n = 139 \text{ A}$, $U_n = 400 \text{ V}$, $n_n = 985 \text{ o/min}$. Погонска група мотор-редуктор која покреће једну гусеницу возног механизма багера SRs 400 приказана је на сл. 9.1. Двогусенични возни механизам састоји се из две погонске групе мотор-редуктор које покрећу две гусенице (сл. 9.2). Горња градња багера ослања се преко конструкције доње градње на гусенице.



сл. 9.1 Погонска група мотор-редуктор на једној гусеници багера SRs 400

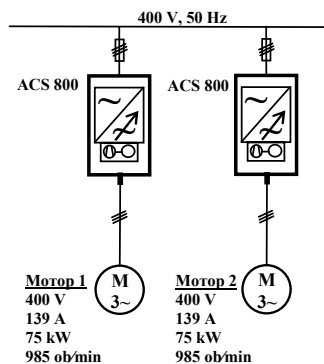


сл. 9.2 Шематски приказ двогусеничног возног механизма

Асинхрони кавезни мотори напајају се из два засебна претварача учестаности новије генерације. Претварачи учестаности су компактне изведбе и монтирани на зид електро ормана (сл. 9.3). Једнополна шема регулисаног електромоторног погона двогусеничног возног механизма приказана је на сл. 9.4.



сл. 9.3 Претварачи учестаности у електро орману



сл. 9.4 Једнополна шема напајања погона двогусеничног транспорта

На претходно описаном двомоторном погону вршена су експериментална мерења карактеристичних величина асинхроних кавезних мотора у различитим режимима рада. Момент и брзина мотора су две карактеристичне величине које физички описују пренос снаге из напојне мреже ниског напона према механичком оптерећењу. Један од начина за добијање информација о моменту и брзини мотора је њихово мерење помоћу сензора момента и брзине.

Сензор момента за погоне великих снага на рударским машинама се не користи, због своје велике цене, сложене конструкције и скупог одржавања. Као давачи брзине у регулисаним електромоторним погонима користе енкодери који се монтирају на погонско вратило.

Други, напреднији начин добијања информација о вредности момента и брзине, може се остварити естимацијом електромагнетног момента мотора и брзине у реалном времену на основу мерених електричних величина и параметара мотора. Поменути естимација момента и брзине мотора, обавља се у реалном времену помоћу динамичког модела асинхроног кавезног мотора који је имплементиран у процесору претварача учестаности [Лит. 17].

У регулисаним електромоторним погонима новије генерације са асинхроним кавезним мотором који се напаја из претварача учестаности, могуће је регулисати брзину без давача брзине. Информација о брзини добија се естимацијом на основу мерених електричних величина. Овакав режим управљања је познат као регулисање брзине без сензора брзине или „sensorless“ управљање [Лит. 9].

Претварачи учестаности (сл. 9.3) за напајање асинхроних кавезних мотора гусеница код двогусеничног возног механизма који је изабран као типичан пример вишемоторног регулисаног погона са променљивом структуром механичке спреге на коме су вршени експерименти, имају наведене напредне перформансе. Истовремено су употребљени и као уређаји за индиректно мерење момента и брзине мотора.

9.2. Опис мерне опреме и апликативног софтвера

У претвараче учестаности реномираних произвођача стандардно су интегрисани системи за мерење напона једносмерног кола и струје мотора. На основу ових измерених величина у динамичком моделу мотора који је интегрисан у процесору претварача учестаности срачунавају се вредности момента, флукса и брзина мотора. Претварач учестаности омогућује мерење и аквизицију естимираних сигнала момента и брзине, као и мерење и аквизицију директно измерених величина као што су струје мотора, температуре самог претварача, као и температуре мотора помоћу термо-сонди.

Преко стандардног протокола за индустријску комуникацију (Profibus) претварачи учестаности су повезани са индустријским логичким контролером (PLC) у коме је реализован управљачки алгоритам за генерисање референтних вредности брзина за поједине моторе. Поред ове основне комуникације која омогућава управљање из надређеног контролера, претварачи поседују и оптички интерфејс који подржава специјалан комуникацијски протокол за подешавање параметара претварача, мерење и аквизицију свих доступних величина на једном погону.

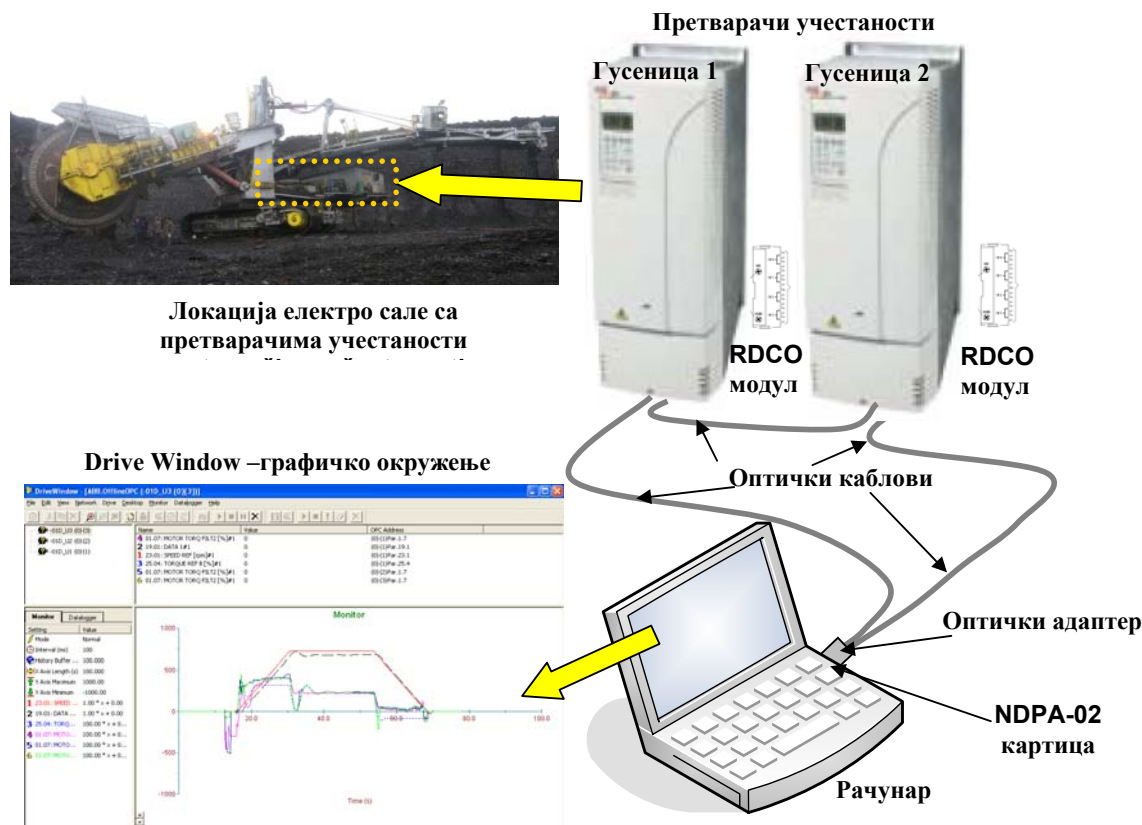
Због наведених специфичности, употребљена опрема и неопходан апликативни софтвер за њено коришћење, чине један савремен систем за мерење и аквизицију података у индустријским условима који се састоји из следећих функционалних делова:

- сами претварачи учестаности, чија је улога у мерењу објашњена,
- оптичка комуникациона мрежа за дистрибуиране погоне,
- софтвер – корисничка апликација.

У експериментима на регулисаном погону двогусеничног возног механизма примењене су предности свих делова описаног система за мерење и аквизицију података у индустријским условима.

9.2.1. Оптичка комуникациона мрежа у вишемоторном погону транспорта

Сваки претварач учестаности има окружење које омогућује додатно умрежавање свих претварача на сервер који је у виду посебне апликације инсталиран на рачунару за мерење и аквизицију података.

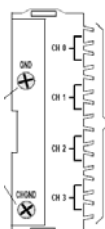


сл. 9.5 Конфигурација оптичке комуникационе мреже за дистрибуиране погоне на погону двогусеничног возног механизма багера SRs 400

Интерфејс помоћу кога се један претварач повезује у оптичку комуникацијску мрежу представља оптички комуникацијски модул (RDCO модул). За повезивање рачунара у оптичку мрежу употребљен је оптички адаптер који конвертује оптички сигнал у електрични и обрнуто. Картица са ознаком NPDA-02 подржава оптички комуникацијски протокол за дистрибуиране погоне и служи за повезивање свих претварача са рачунаром. Веза између модула на претварачима и веза са рачунаром остварује се помоћу оптичких каблова.

Регулисани погон двогусеничног возног механизма је двомоторни погон са засебним претварачем учестаности за сваки асинхронни кавезни мотор. Оптичку мрежу у овом погону чине два претварача (посредством RDCO комуникацијских модула) и рачунар (картица NPDA + адаптер) на коме је инсталиран и покренут апликативни програм Drive Window. Сваки претварач добија сопствену адресу као чвор у оптичкој мрежи. Оптички комуникациони систем за дистрибуиране погоне (DDCS) у случају вишемоторних погона, као што је двомоторни погон возног механизма багера, добија своју праву примену и показује своје очигледне предности.

Модул за оптичку комуникацију (сл. 9.6) на претварачима учестаности користи DDCS комуникацијски протокол који представља оптички комуникациони систем за дистрибуиране погоне. Монтиран је у пластично кућиште које са доње стране има 20 пински конектор којим је везан за претварач.



сл. 9.6 Оптички комуникациони модул (RDCO)



сл. 9.7 NPDA-02 картица и оптички адаптер

Са бочне стране налазе се четири оптичка канала CH0, CH1, CH2 и CH3 који подржавају протокол за дистрибуиране погоне. Коришћење ових канала зависи од примењеног програма, док је њихова стандардна намена следећа:

канал CH0 – за управљање претварачима учестаности из екстерних програмских контролера,
канал CH1 – за опционо проширење дигиталних и аналогних улаза и излаза,
канал CH2 – за Мастер-Фолловер повезивање,
канал CH3 - за РС алате (као што је Drive Window).

RDCO модули могу се повезивати са оптичким компонентама чије су брзине 5 MBd и 10 MBd помоћу пластичних каблова са оптичким влакном.

За повезивање оптичког кабла са рачунаром употребљена је картица која носи ознаку NDPA-02 (сл. 9.7). На истој слици приказан је оптички адаптер, који на једном крају има оптички конектор, док је на другом његовом крају жичани конектор за повезивање са NDPA картицом.

9.2.2. Апликативни софтвер

На рачунару за мерење и аквизицију инсталиран је апликативни софтвер који пружа подршку за умрежавање свих претварача учестаности који су повезани оптичким кабловима. Drive Window је 32 битна Windows апликација за пуштање, одржавање и мониторинг електромоторних погона који се напајају из претварача учестаности. Примена овог софтвера омогућила је истовремено праћење момената и брзина на оба мотора у току рада двогусеничног возног механизма.

Оптички интерфејс употребљених претварача учестаности са програмом Drive Window омогућује галвански изоловано мерење, приказивање и чување изабраних електричних и неелектричних величина мотора за све умрежене погоне истовремено. Једино ограничење је расположиви меморијски простор рачунара на коме је инсталиран апликативни софтвер. Основне карактеристике апликативног софтвера Drive Window [Лит. 19] су следеће:

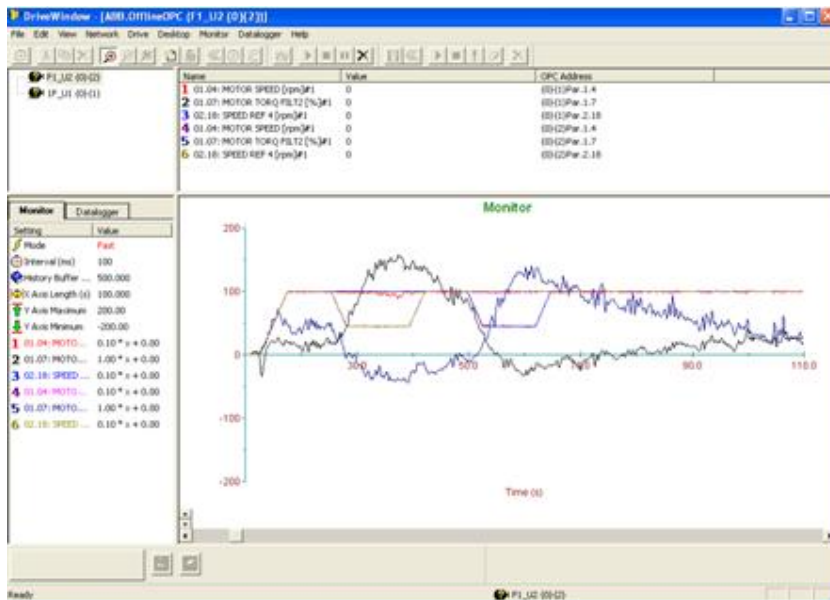
- Ради истовремено са више погона користећи DDCS комуникацијски протокол
- Праћење сигнала у нумеричком и графичком формату
- Могућ рад са параметрима претварача
- Даљинско повезивање преко LAN-а и интернета
- Преглед стварног статуса прикључених претварача
- Графички приказ
- Функција хронолошког записа догађаја
- Функција хронолошког записа грешака
- Подржава Windows
- Управљачке операције (старт, стоп, референца)
- Мониторинг сигнала
- Промена вредности параметара претварача
- Приказ управљања
- Приказ грешака

9.2.3. Опис методологије мерења и обраде резултата мерења

Описани систем за мерење и аквизицију у вишемоторним погонима омогућава галвански одвојено мерење највише шест величина из свих погона који су умрежени преко оптичке мреже и одговарајућег софтвера. Ова могућност је искоришћена за снимање момента и брзине на оба мотора у току рада двогусеничног возног механизма. Софтверско окружење пружа могућност подешавања корака мерења за изабране величине као и снимање измерених вредности за одређени период у

одговарајућем формату. Период снимања је ограничен једино расположивим меморијским простором на рачунару.

Резултати у току експеримента који су измерени за одређени временски период, запамћени су у одговарајућем нумеричком формату након завршетка мерења. Затим су ови нумерички подаци увезени у стандардне програме за графичку обраду нумеричких података. Изглед графичког окружења коришћене апликације, са приказом измерених тренутних вредности момената мотора и брзина у току једног експеримента дат је на следећој слици:



сл. 9.8 Изглед екрана у Drive Window-у након завршеног мерења

Најчешће су снимана четири сигнала и сви графици су функције времена. На x-оси је приказано време у секундама. Док су на y-оси приказане величине различите физичке природе у нормализованом облику (процентуална вредност у односу на номиналну апсолутну вредност).

10. ВЕРИФИКАЦИЈА ДИНАМИЧКОГ МОДЕЛА

У овом поглављу биће извршена верификација динамичког модела двогусеничног возног механизма кроз поређење експерименталних резултата који су измерени у току одређеног кретања двогусеничног возног механизма багера SRs 400 (поглавље 14) са резултатима добијеним симулацијом оствареног кретања на динамичком моделу.

10.1. Дефинисање критеријума за верификацију динамичког модела

Основне карактеристике двомоторног погона са асинхроним кавезним мотором који се напајају из претварача учестаности, а који покреће гусенични возни механизам багера SRs 400 описане су поглављима 6 и 9. На основу измерених вредности две фазне струје и напона једносмерног међукола претварач учестаности који ради у режиму директне контроле момента, брзо и прецизно срачунава електромагнетни момент мотора.

Дефинисани управљачки систем који садржи регулационе петље по брзини регулише брзине мотора док се моменти мотора мењају на начин који одређује оптерећење погона. Ова констатација је поткрепљена и чињеницом да се код регулације по брзини погона са претварачима учестаности момент мотора мења према моменту оптерећења [Лит. 5].

На основу техничких карактеристика претварача и регулационе петље по брзини естимирани електромагнетни момент мотора представља верну слику механичког момента оптерећења мотора. Имајући у виду да се погон састоји од два истоветна асинхрона кавезна мотора и два претварача учестаности, потпунија представа о оптерећењу двогусеничног возног механизма добија се снимањем сигнала момента на оба претварача учестаности. С обзиром да је примењена оптичка мрежа за дистрибуиране погоне са апликативним софтвером, претварачи учестаности су умрежени и њихов рад се може надzirати у графичком окружењу. У експериментима који су рађени снимани су истовремено моменти и брзине оба мотора у току вожње двогусеничног возног механизма багера.

Таласни облик електромагнетног момента асинхроног мотора који ради у DTC режиму има карактеристичан шум као последицу хистерезисних компаратора момента и флукса, који су саставни део управљачког алгоритма претварача [Лит. 18]. Претварачи учестаности имају интегрисан филтер који филтрира шум у сигналу момента и даје таласни облик момента мотора без шума. Овакав филтриран сигнал естимираног електромагнетног момента мотора је сниман у различитим режимима кретања двогусеничног возног механизма.

Информација о тренутној вредности електромагнетног момента мотора биће врло важан податак за верификацију динамичког модела који развијен према претпоставкама које су дате и образложене у претходним поглављима. Наиме, слагање момента мотора из симулационог динамичког модела са измереним моментом оптерећења мотора, односно са естимираним електромагнетним моментом асинхроног мотора, за исти режим кретања возног механизма, биће важан критеријум за верификацију постављеног динамичког модела.

На основу техничких карактеристика примењених претварача учестаности, за добијање информације о брзини мотора употребиће се сигнал естимиране брзине мотора. Брзина се израчунава у динамичком моделу мотора који је део микропроцесорског управљачког система претварача учестаности на основу измерених вредности две фазне струје и једносмерног напона међукола.

Као критеријум за исправно поређење промена једног реалног физичког процеса у времену са симулацијом тог истог процеса у одговарајућем динамичком моделу, природно се намеће потреба о временској усклађености ова два процеса. Односно, синхронизација измерених тренутних вредности и симуларних тренутних вредности истих физичких величина је неопходна да би се урадила упоредна анализа измерених вредности са моделованим и на тај начин извршила верификација постављеног динамичког модела.

Графици који се пореде биће приказани на истом дијаграму и у истој размери ради стицања увида у слагање величина из симулираног процеса вожње и измерених величина при кретању двогусеничног возног механизма. Такође, биће приказани дијаграми величина из динамичког модела, које се не могу измерити али се може њихов утицај на динамику процеса анализирати. Ове физичке

величине су додатне отпорне силе трења и сила која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције која настаје у току кретања по кружној путањи.

Дијаграми на једној слици биће повезани са вертикалним линијама. Једна помоћна вертикална испрекидана линија сече временску осу свих дијаграма на једној слици у истом временском тренутку.

Ради лакшег описивања измерених резултата и њиховог поређења са симулираним величинама на динамичком моделу сваки дијаграм на једној слици је посебно означен словном ознаком. Испод најнижег дијаграма у оквиру једне слике, према усвојеном систему обележавања, биће означене карактеристичне фазе процеса војње двогусеничног возног механизма.

У току истраживања регулисаног погона двогусеничног возног механизма направљен је већи број експеримената на багеру SRs 400. У овом поглављу биће презентовани и анализирани резултати из три експеримента. Сваком експерименту је додељен скраћени назив са симболом „Е“ и одговарајући број који означава редни број експеримента.

Процес промене правца праволинијског кретања једног двогусеничног возног механизма са једне праволинијске путање на другу састоји се из три фазе („А“, „Б“ и „Ц“) ка што је дато на сл. 5.3. У свакој од означених фаза дешавају се следећа кретања:

фаза „А“ - праволинијско кретање које претходи кретању по кружној путањи,

фаза „Б“ - само кретање по кружној путањи,

фаза „С“ - кретање по праволинијској путањи након завршетка кретања по кривини

Ради прегледнијег приказивања резултата експеримената и резултата симулације на динамичком моделу, у уводном делу овог поглавља извршена је систематизација означавања слика са временски усклађеним дијаграмима. Усвојено је пет различитих типова слика у оквиру којих су приказани временски дијаграми.

Усвојени типови слика су подељени према врсти дијаграма које садрже и имају бројну ознаке типа: 0, I, II, III и IV. Ознаке типа слика имају следећа значења:

Тип „0“ – Приказане су измерене брзине у експерименту и брзине добијене симулацијом на динамичком моделу.

Тип „I“ – Приказане су криве тренутних вредности које су добијене симулацијом одговарајућег експеримента на динамичком моделу.

Тип „II“ – Приказане су криве тренутних вредности које су измерене у експерименту и добијене симулацијом одговарајућег експеримента на динамичком моделу, као и поређење сума момената.

Тип „III“ – Приказане су криве тренутних вредности које су измерене у експерименту и добијене симулацијом одговарајућег експеримента на динамичком моделу, као и поређење разлика момената.

Тип „IV“ – Приказана је графичка идентификација отпорних компоненти на кривама тренутних вредности суме и разлике момената.

10.2. Идентификација утицаја компоненти оптерећења

Променљива механичка спрега код вишемоторних погона подразумева променљиво механичко оптерећење између појединачних мотора који покрећу такво сложено оптерећење. Двогусенични возни механизам који се креће по кружној путањи је један типичан пример таквих погона са променљивом спрегом који је присутан индустријској пракси на површинским коповима угља и других минералних сировина.

Код вишемоторних погона са променљивом механичком спрегом погона није могуће измерити неелектричне величине које утичу на механичко оптерећење, тако да идентификација појединих компоненти оптерећења добија на значају.

Захваљујући информацији о стварном механичком оптерећењу погона може се применом аритметичких операција над измереним тренутним вредностима момената мотора извршити идентификација појединих компоненти оптерећења.

Без познавања тачних односа између компоненти оптерећења код двогусеничног возног механизма, основне аритметичке операције над измереним величинама у току експеримента не би имале неког практичног значаја. Међутим, захваљујући постављеном динамичком моделу и основним релацијама које описују сваку компоненту оптерећења, наведене аритметичке операције над измереним тренутним вредностима момента мотора добијају на практичном значају у погледу идентификације ових компоненти оптерећења. Поменуте аритметичке операције долазе до изражаја ако се узме у обзир да регулисани погони који се напајају из претварача учестаности раде у режиму управљања по брзини, при чему је момент мотора дефинисан механичким оптерећењем.

10.2.1. Теоријска основа за приближну идентификацију компоненти оптерећења

Полазећи од динамичког модела који је описан у поглављу 8.9 могу се извести изрази који важе у стационарном стању кретања по кружној путањи са константним и различитим брзинама. Ови изрази су општи, важе и у режиму кретања по праволинијској путањи уз примену одговарајућих услова. Код погона гусенице I сила динамичког спрезања на погонском точку једнака је сумарној сили оптерећења:

$$F'_{d1*}(t) = F_{Opt1*} = F_{con.1*} + F_{kv1*}(v_1) + F_{rx1*}(\Delta v_*) + F_{KONST.*} \quad \text{јед. 10-1}$$

Ова сила сведена на вратило мотора ствара момент оптерећења и заједно са делом оптерећења које зависи од трења обртних делова у крутој спрези оптерећује мотор гусенице I:

$$m_{e1*} = \left[F_{con.1*} + F_{kv1*}(v_1) + F_{rx1*}(\Delta v_*) + F_{KONST.*} \right] \cdot R_{pI*}(t) + k_{om1*} \cdot \omega_{m1*} \quad \text{јед. 10-2}$$

Код погона гусенице II сила динамичког спрезања на погонском точку једнака је сумарној сили оптерећења:

$$F'_{d2*}(t) = F_{Opt2*} = F_{con.2*} + F_{kv2*}(v_2) + F_{rx2*}(\Delta v_*) - F_{KONST.*} \quad \text{јед. 10-3}$$

Такође, ова сила сведена на вратило мотора ствара момент оптерећења и заједно са делом оптерећења које зависи од трења обртних делова у крутој спрези оптерећује мотор гусенице II:

$$m_{e2*} = \left[F_{con.2*} + F_{kv2*}(v_2) + F_{rx2*}(\Delta v_*) - F_{KONST.*} \right] \cdot R_{pII*}(t) + k_{om2*} \cdot \omega_{m2*} \quad \text{јед. 10-4}$$

За идентификацију компоненти оптерећења употребљена је разлика момената мотора (јед. 10-2 и јед. 10-4) у току кретања по кружној путањи и дата је у наредној једначини која се састоји од четири члана.

$$\begin{aligned} (m_{e1*} - m_{e2*}) = & \left[F_{kv1*}(v_1) \cdot R_{pI*}(t) - F_{kv2*}(v_2) \cdot R_{pII*}(t) \right] \\ & + \left[F_{rx1*}(\Delta v_*) \cdot R_{pI*}(t) - F_{rx2*}(\Delta v_*) \cdot R_{pII*}(t) \right] + \\ & + \left[F_{KONST.*} R_{pI*}(t) - (-F_{KONST.*} R_{pII*}(t)) \right] + \left[k_{om1*} \cdot \omega_{m1*} - k_{om2*} \cdot \omega_{m2*} \right] \end{aligned} \quad \text{јед. 10-5}$$

При анализи оптерећења на појединачним погонима полази се од претпоставке да је укупна маса багера равномерно расподељена између гусеница. На основу ове претпоставке разлика константних момената оптерећења једнака је нули и није узета у обзир у јед. 10-5.

Први члан у јед. 10-5 представља разлику момената оптерећења који зависе од брзине при праволинијском кретању и има вредност различиту од нуле у току кретања по кружној путањи (фаза кретања „Б“).

Други члан у једначини јед. 10-5 представља разлику момената оптерећења који потичу од подужних компоненти отпорних сила на гусеницама у току вожње по кривини. Обе компоненте су истог знака али различитог интензитета и њихова разлика постоји у току кретања по кружној путањи.

Трећи члан у јед. 10-5 је разлика момената оптерећења који потичу од утицаја угаоне еластичне деформације конструкције. На гусеници I која се креће већом брзином компонента момента оптерећења $F_{KONST} \cdot R_{ptI}(t)$ противи се кретању, док на гусеници II која се креће мањом брзином компонента момента оптерећења $-F_{KONST} \cdot R_{ptII}(t)$ подржава кретање. Одузимањем ове две компоненте оптерећења њихова разлика се повећава у односу на сваку појединачну компоненту. Трећи члан у јед. 10-5 добија облик:

$$F_{KONST} \cdot R_{ptI}(t) + F_{KONST} \cdot R_{ptII}(t) \quad \text{јед. 10-6}$$

Четврти члан у јед. 10-5 представља разлику момента оптерећења који потичу од трења обртних делова у погону гусенице који су у крутој спрузи. Брзине су различите тако да ова разлика егзистира у току вожње по кружној путањи.

Уз претпоставку да је еквивалентни полупречник погонског точка (јед. 7-18) једнак средњој вредности $R_{ptI}(t) = R_{ptII}(t) = R_{pt_sr}$ разлика момената мотора (јед. 10-5) у току кретања по кружној путањи добија следећи облик:

$$\begin{aligned} (m_{e1*} - m_{e2*})_{kr} &= [F_{kv1*}(v_1) - F_{kv2*}(v_2)] \cdot R_{pt_sr} \\ &+ [F_{rx1*}(\Delta v_*) - F_{rx2*}(\Delta v_*)] \cdot R_{pt_sr} + \\ &+ [F_{KONST*} - (-F_{KONST*})] \cdot R_{pt_sr} + [k_{om1*} \cdot \omega_{m1*} - k_{om2*} \cdot \omega_{m2*}] \end{aligned} \quad \text{јед. 10-7}$$

На основу разлике измерених тренутних вредности момената мотора у току кретања по кружној путањи добијена аналитичка релација (јед. 10-7) погодна је за идентификацију силе F_{KONST*} која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције, као и подужних компоненти отпорних сила на гусеницама у току вожње по кружној путањи.

У оквиру идентификације компоненти оптерећења возног механизма употребљена је сума момената мотора (јед. 10-2 и јед. 10-4) у току кретања по кружној путањи и дата је у наредној једначини:

$$\begin{aligned} (m_{e1*} + m_{e2*})_{kr} &= [F_{con.1*} \cdot R_{ptI}(t) + F_{con.2*} \cdot R_{ptII}(t)] + \\ &+ [F_{kv1*}(v_1) \cdot R_{ptI}(t) + F_{kv2*}(v_2) \cdot R_{ptII}(t)] + \\ &+ [F_{rx1*}(\Delta v_*) \cdot R_{ptI}(t) + F_{rx2*}(\Delta v_*) \cdot R_{ptII}(t)] + \\ &+ [k_{om1*} \cdot \omega_{m1*} + k_{om2*} \cdot \omega_{m2*}] \end{aligned} \quad \text{јед. 10-8}$$

Први члан у јед. 10-8 представља суму константних момената оптерећења при праволинијском кретању.

Други члан у јед. 10-8 представља суму момената оптерећења који зависе од брзине гусенице при праволинијском кретању.

Трећи члан у јед. 10-8 представља суму момента оптерећења који потиче од подужних компоненти отпорних сила на гусеницама у току вожње по кружној путањи. Обе компоненте су истог знака и различитог интензитета.

Четврти члан у јед. 10-8 представља суму момента оптерећења који потичу од трења обртних делова у погону гусенице који су у крутој спрузи.

Моменти оптерећења који потичу од утицаја угаоне еластичне деформације конструкције у току кретања по кружној путањи имају супротно деловање на спољашњу и унутрашњу гусеницу.

Алгебарским сумирањем ове две компоненте момента оптерећења које имају супротни предзнак немају утицај на алгебарску суму момената (јед. 10-8), односно њихова сума је једнака нули:

$$F_{KONST*}R_{ptI*}(t) + [-F_{KONST*}R_{ptII*}(t)] = 0 \quad \text{јед. 10-9}$$

Сума момената мотора (јед. 10-8) у току кретања по кружној путањи, применом усвојене претпоставке да је еквивалентни полупречник погонског точка (јед. 7-18) једнак средњој вредности $R_{ptI*}(t)=R_{ptII*}(t)=R_{pt_sr}$, добија следећи облик:

$$(m_{e1*} + m_{e2*}) = [F_{con.1*} + F_{con.2*}] \cdot R_{pt_sr} + [F_{kv1*}(v_1) + F_{kv2*}(v_2)] \cdot R_{pt_sr} + \\ + [F_{rx1*}(\Delta v_*) + F_{rx2*}(\Delta v_*)] \cdot R_{pt_sr} + [k_{om1*} \cdot \omega_{m1*} + k_{om2*} \cdot \omega_{m2*}] \quad \text{јед. 10-10}$$

На основу суме измерених тренутних вредности момената мотора у току кретања по кружној путањи добијена је аналитичка релација (јед. 10-10) погодна за идентификацију оптерећења који потиче од подужних компоненти отпорних сила на гусеницама у току вожње по кружној путањи.

10.2.2. Дефинисање разлика момената у фазама кретања „А“, „В“ и „С“.

Релација у јед. 10-7 представља аналитичку основу за извођење графо-аналитичке идентификације компоненти оптерећења применом операције одузимања над измереним тренутним вредностима момената мотора у току експеримента на двогусеничном возном механизму.

Дефинисање разлике момената - фаза кретања „А“

Релација (јед. 10-7) представља разлику тренутних вредности измерених момента мотора у једном експерименту који обухвата три фазе кретања двогусеничног возног механизма. У току фазе „А“ која претходи кретању по кружној путањи брзине гусеница су једнаке и постоје само отпори кретању по праволинијској путањи. У јед. 10-7 у периоду вожње означеним са „А“ егзистирају само први и четврти члан.

Први члан у јед. 10-7 представља разлику момената оптерећења који зависе од брзине при праволинијском кретању и једнак је нули у току фазе кретања „А“, уз претпоставку да коефицијенти трења праволинијског кретања имају исту вредност и да су брзине праволинијског кретања гусеница једнаке.

У току фазе кретања „А“ четврти члан јед. 10-7 једнак је нули. Разлика момента оптерећења који потичу од трења обртних делова у погону гусенице који су у крутој спреси једнака је нули, уз претпоставку да су једнаки коефицијенти трења обртних делова и једнаке брзине.

У општем случају, за фазу кретања „А“ која претходи кретању по кружној путањи разлика измерених тренутних вредности момената мотора гусенице I и II дата је релацијом:

$$\Delta m_{e*}^-(t)_A = [F_{kv1*}(v_1) - F_{kv2*}(v_2)] R_{pt_sr} + [k_{om1*} \cdot \omega_{m1*} - k_{om2*} \cdot \omega_{m2*}] \quad \text{јед. 10-11}$$

Дефинисање разлике момената - фаза кретања „В“

Кретање по кружној путањи одвија се у току фазе „В“ са различитим брзина гусеница при чему делују додатни отпори кретању и сила услед угаоне еластичне деформације. Њихов утицај на оптерећење погона је значајно већи од утицаја отпора при праволинијском кретању са једнаким брзинама. У процесу идентификације, с обзиром на овакав однос компоненти оптерећења први и четврти члан у јед. 10-7 могу се занемарити у поређењу са другим и трећим.

Други члан у јед. 10-7 представља разлику момената оптерећења који потичу од подужних компоненти отпорних сила на гусеницама у току вожње по кружној путањи. Обе компоненте су истог знака а различитог интензитета и њихова разлика постоји у току кретања по кружној путањи.

Трећи члан у јед. 10-7 представља разлику момената оптерећења који потичу од утицаја угаоне еластичне деформације конструкције и дат је релацијом јед. 10-6.

Разлика измерених тренутних вредности момената мотора гусенице *I* и *II* у току фазе кретања „В“, садржи други и трећи члан из јед. 10-7, као што је дато у следећем изразу:

$$\Delta m_{e*}^-(t)_B = [F_{rx1*}(\Delta v_*) - F_{rx2*}(\Delta v_*)] \cdot R_{ptsr*} + 2 \cdot F_{KONST.*} \cdot R_{pl_sr*} \quad \text{јед. 10-12}$$

Дефинисање разлике момената - фаза кретања „С“

У току фазе „С“ након завршетка кретања по кружној путањи брзине гусеница су једнаке при чему постоје отпори кретању по праволинијској путањи уз истовремено деловање силе која је последица угаоне еластичне деформације конструкције. Подужне компоненте отпорних сила на гусеницама не делују у току фазе „С“ јер је разлика брзина једнака нули, односно други члан у јед. 10-7 једнак је нули.

У току фазе кретања „С“, први и четврти члан у јед. 10-7 такође су једнаки нули, услед истих брзина као и при кретању у току фазе „А“. Разлика измерених тренутних вредности момената мотора гусенице *I* и *II* у току фазе кретања „С“, садржи само трећи члан из јед. 10-7, као што је дато у следећем изразу:

$$\Delta m_{e*}^-(t)_C = 2 \cdot F_{KONST.*} \cdot R_{ptsr*} \quad \text{јед. 10-13}$$

10.2.3. Дефинисање суме момената у фазама кретања „А“, „В“ и „С“.

Ради потпуне графо-аналитичке идентификације компоненти оптерећења поред аритметичке операције одузимања примењена је и аритметичка операција сабирања над измереним тренутним вредностима момената мотора који су измерени у току експеримената на двогусеничном возном механизму. Релација у јед. 10-10 представља везу између суме измерених тренутних вредности момената мотора и аналитичких израза који описују суму компоненти момената оптерећења мотора у постављеном динамичком моделу.

Дефинисање суме момената - фаза кретања „А“

Релација у јед. 10-10 представља суму тренутних вредности измерених момента мотора у једном експерименту који обухвата све три фазе кретања. У току фазе „А“ која претходи кретању по кружној путањи брзине гусеница су једнаке и постоје само отпори кретању по праволинијској путањи. У јед. 10-10 у периоду вожње означеним са „А“ егзистирају први, други и четврти члан.

Први члан у јед. 10-10 представља суму константних момената оптерећења при праволинијском кретању који не зависе од брзине.

Други члан у јед. 10-10 представља суму момената оптерећења који зависе од брзине гусенице при праволинијском кретању. При константним и једнаким брзинама овај члан је такође константан.

Четврти члан у јед. 10-10 представља суму момента оптерећења који потичу од трења обртних делова у погону гусенице који су у крутој спрези.

Алгебарски збир измерених тренутних вредности момената мотора гусенице *I* и *II* у току фазе „А“ која претходи кретању по кружној путањи дат је релацијом:

$$\Delta m_{e*A}^+(t) = [F_{con.1*} + F_{con.2*}] R_{ptsr} + [F_{kv1*}(v_1) + F_{kv2*}(v_2)] R_{ptsr} + k_{om*} [\omega_{m1*} + \omega_{m2*}] \quad \text{јед. 10-14}$$

Дефинисање суме момената - фаза кретања „В“

У току фазе „В“ сумирањем тренутних вредности момената утицај силе која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције у суми са супротним предзнаком поништава се, тако да у суми момената, поред суме компоненти при праволинијском кретању, постоје подужне компоненте отпорних сила гусеница:

$$\Delta m_{e^*B}^+(t) = \Delta m_{e^*A}^+(t) + [F_{rx1^*} + F_{rx2^*}] R_{ptsr} \quad \text{јед. 10-15}$$

Дефинисање суме момената - фаза кретања „С“

Сума тренутних измерених вредности момената у току фазе „С“ има исту вредност као у току фазе „А“:

$$\Delta m_{e^*C}^+(t) = \Delta m_{e^*A}^+(t) \quad \text{јед. 10-16}$$

10.2.4. Средње вредности разлике и суме измерених момената

Разлика измерених тренутних вредности момената мотора гусенице *I* и *II* дате су изразима јед. 10-11, јед. 10-12 и јед. 10-13, за фазе кретања „А“, „В“ и „С“, респективно. Разлика две временски променљиве функције такође даје временски променљиву функцију.

Сума и разлика измерених тренутних вредности момената мотора су временске криве код којих је могуће проценити површине које захватају са временском осом у посматраном периоду кретања.

Величина која повезује површину коју временски променљива крива захвата на одређеном интервалу времена са дужином посматраног интервала је средња вредност временски променљиве величине на датом интервалу. За квантитативну процену утицаја појединих компоненти оптерећења у посматраним фазама кретања, довољно је одредити средњу вредност разлике и суме измерених тренутних вредности момената.

Интеграљењем временски променљивих кривих које су дефинисане релацијама јед. 10-11, јед. 10-12 и јед. 10-13, у границама трајања појединих фаза кретања и њиховим делењем са дужином трајања дате фазе кретања одређена је средња вредност разлике измерених момената за сваку фазу кретања.

У току фазе „А“ средња вредност разлике измерених момената мотора је једнака нули:

$$\Delta m_{e^*sr_A}^- = \frac{1}{\Delta t_A} \int_{t_{A1}}^{t_{A2}} \Delta m_{e^*}^-(t)_A \cdot dt = 0 \quad \text{јед. 10-17}$$

У току фазе „В“ средња вредност разлике измерених момената мотора је дата изразом:

$$\Delta m_{e^*sr_B}^- = (F_{rx1^*sr_B} - F_{rx2^*sr_B}) \cdot R_{pt_sr^*} + 2 \cdot F_{KONST^*sr_B} \cdot R_{pt_sr^*} \quad \text{јед. 10-18}$$

где су:

$$\Delta m_{e^*sr_B}^- = \frac{1}{\Delta t_B} \int_{t_{B1}}^{t_{B2}} \Delta m_{e^*}^-(t)_B \cdot dt,$$

$$F_{rx1^*sr_B} = \frac{1}{\Delta t_B} \int_{t_{B1}}^{t_{B2}} F_{rx1^*B}(t) \cdot dt - \text{средња вредност подужне компоненте отпорне силе гусенице } I \text{ у току фазе „В“,}$$

$$F_{rx2^*sr_B} = \frac{1}{\Delta t_B} \int_{t_{B1}}^{t_{B2}} F_{rx2^*B}(t) \cdot dt - \text{средња вредност подужне компоненте отпорне силе гусенице } II \text{ у току фазе „В“,}$$

$$F_{KONST^*sr_B} = \frac{1}{\Delta t_B} \int_{t_{B1}}^{t_{B2}} F_{KONST^*B}(t) \cdot dt - \text{средња вредност силе која потиче од утицаја еластичне угаоне деформације конструкције у току фазе „В“,}$$

$\Delta t_B = t_{B2} - t_{B1}$ - трајање фазе „В“,

$R_{pt_sr^*}$ - средња вредност полупречника погонског точка.

У току фазе „С“ средња вредност разлике измерених момената је:

$$\Delta m_{e^*sr_C}^- = 2 \cdot F_{KONST^*sr_C} \cdot R_{pt_sr^*} \quad \text{јед. 10-19}$$

где је:

$$\Delta m_{e^*sr_C}^- = \frac{1}{\Delta t_C} \int_{t_{C1}}^{t_{C2}} \Delta m_{e^*}^-(t)_C \cdot dt$$

$\Delta t_C = t_{C2} - t_{C1}$ - трајање фазе „С“,

$F_{KONST.*sr_C} = \frac{1}{\Delta t_C} \cdot \int_{t_{C1}}^{t_{C2}} F_{KONST.*_C}(t) \cdot dt$ - средња вредност силе која потиче од утицаја угаоне еластичне деформације конструкције у току фазе „C“.

Средња вредност суме измерених момената добија се применом одређеног интеграла над изразима јед. 10-14, јед. 10-15 и јед. 10-16, у границама трајања појединих фаза кретања и њиховим делењем са дужином трајања дате фазе кретања.

У суми момената у току фазе „А“ нема додатних компоненти оптерећења тако да је средња вредност ове суме константна:

$$\Delta m_{e*sr_A}^+ = const. \quad \text{јед. 10-20}$$

Средња вредност збира измерених момената у току фазе „В“ је:

$$\Delta m_{e*sr_B}^+ = \Delta m_{e*sr_A}^+ + (F_{rx1*sr_B} + F_{rx2*sr_B}) \cdot R_{pt_sr*} \quad \text{јед. 10-21}$$

где су:

$$\Delta m_{e*sr_B}^+ = \frac{1}{\Delta t_B} \int_{t_{B1}}^{t_{B2}} \Delta m_{e*}^+(t)_B \cdot dt,$$

$F_{rx1*sr_B} = \frac{1}{\Delta t_B} \int_{t_{B1}}^{t_{B2}} F_{rx1*B}(t) \cdot dt$ - средња вредност подужне компоненте отпорне силе гусенице I у току фазе „В“,

$F_{rx2*sr_B} = \frac{1}{\Delta t_B} \int_{t_{B1}}^{t_{B2}} F_{rx2*B}(t) \cdot dt$ - средња вредност подужне компоненте отпорне силе гусенице II у

току фазе „В“, и

R_{pt_sr*} - средња вредност полупречника погонског точка.

$\Delta t_B = t_{B2} - t_{B1}$ - трајање фазе „В“,

У току фазе „С“ средња вредност збира измерених момената је:

$$\Delta m_{e*sr_C}^+ = \Delta m_{e*sr_A}^+ = const. \quad \text{јед. 10-22}$$

Упоредни табеларни приказ средње вредности разлика измерених момената мотора Δm_{e*sr}^- и средње вредности суме измерених момената мотора Δm_{e*sr}^+ у појединим фазама кретања дат је у следећој табели:

таб. 10-1 Упоредни приказ средњих вредности разлике и збира измерених момената мотора

Фаза	Δm_{e*sr}^-	Δm_{e*sr}^+
„А“	0	$\Delta m_{e*sr_A}^+ = const$
„В“	$(F_{rx1*sr_B} - F_{rx2*sr_B}) \cdot R_{pt_sr*} + 2 \cdot F_{KONST.*sr_B} \cdot R_{pt_sr*}$	$\Delta m_{e*sr_A}^+ + (F_{rx1*sr_B} + F_{rx2*sr_B}) \cdot R_{pt_sr*}$
„С“	$2 \cdot F_{KONST.*sr_C} \cdot R_{pt_sr*}$	$\Delta m_{e*sr_A}^+ = const$

С једне стране, у току фазе „В“ постоје три непознате величине које је потребно идентификовати као компоненте оптерећења, а то су:

F_{rx1*sr_B} , F_{rx2*sr_B} - средња вредност подужне компоненте отпорне силе гусенице I и гусенице II, $F_{KONST.*sr_B}$ - средња вредност силе која потиче од утицаја еластичне угаоне деформације конструкције у току фазе „В“.

С друге стране постоје две једначине, прва за средњу вредност разлике измерених момената $\Delta m_{e*sr_B}^-$ (јед. 10-18) и друга за средњу вредност суме измерених момената $\Delta m_{e*sr_B}^+$ (јед. 10-21). Средње вредности разлике и суме момената могу се одредити графички са дијаграма $\Delta m_{e*}^-(t)$ и $\Delta m_{e*}^+(t)$ у интервалу $t_{B1} < t < t_{B2}$. Стога је неопходно поставити још један услов који би смањило број непознатих у току процеса идентификације.

10.2.5. Линеаризација подужних компоненти сила трења

Две од три непознате које је потребно идентификовати су подужне компоненте отпорних сила гусенице и описане су истом релацијом која се примењује на сваку гусеницу посебно уважавајући различите компоненте релативне брзине према тлу.

Израз за нормализовану подужну компоненту отпорне силе спољашње гусенице садржи временски експоненцијалну зависност:

$$F_{rx1*} = \mu \cdot f_2(\zeta_1) \cdot F_{G*} \cdot \left(R + \frac{B}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t} \right) \cdot |\Delta v_*| \quad \text{јед. 10-23}$$

Линеаризација претходног израза може се извршити користећи прва два члана развоја експоненцијалне функције у ред:

$$e^{-k} = 1 - k + \frac{k^2}{2!} \dots$$

Примењујући овај услов на једначину јед. 10-23 добија се следећи израз:

$$F_{rx1*} = \mu \cdot f_2(\zeta_1) \cdot F_{G*} \cdot \left(R + \frac{B}{2} \right) \cdot \frac{|\Delta v_*|}{B} \cdot \frac{1}{T_{x1}} \cdot t \quad \text{јед. 10-24}$$

У претходном изразу временска константа подужне отпорне силе спољашње гусенице је:

$$T_{x1} = \frac{K}{\left(R + \frac{B}{2} \right) \cdot \Omega}$$

На основу претходних замена, добија се да нормализована подужна компонента отпорне силе спољашње гусенице линеарно зависи од времена:

$$F_{rx1*} = \mu \cdot f_2(\zeta_1) \cdot F_{G*} \cdot \left(R + \frac{B}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{|\Delta v_*|}{B} \right)^2 \cdot \frac{1}{K} \cdot t \quad \text{јед. 10-25}$$

Такође, нормализована подужна компонента отпорне силе унутрашње гусенице експоненцијално се мења у времену:

$$F_{rx2*} = \mu \cdot f_2(\zeta_2) \cdot F_{G*} \cdot \left(R - \frac{B}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t} \right) \cdot |\Delta v_*| \quad \text{јед. 10-26}$$

Користећи прва два члана развоја експоненцијалне функције у ред може се линеаризовати претходни израз:

$$F_{rx2*} = \mu \cdot f_2(\zeta_2) \cdot F_{G*} \cdot \left(R - \frac{B}{2} \right) \cdot \frac{|\Delta v_*|}{B} \cdot \frac{1}{T_{x2}} \cdot t \quad \text{јед. 10-27}$$

где је временска константа подужне отпорне силе унутрашње гусенице:

$$T_{x2} = \frac{K}{\left(R - \frac{B}{2} \right) \cdot \Omega}$$

На основу претходних замена, добија се да нормализована подужна компонента отпорне силе унутрашње гусенице линеарно зависи од времена:

$$F_{rx2*} = \mu \cdot f_2(\zeta_2) \cdot F_{G*} \cdot \left(R - \frac{B}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{|\Delta v_*|}{B} \right)^2 \cdot \frac{1}{K} \cdot t \quad \text{јед. 10-28}$$

Однос подужних компоненти отпорних сила, који се добија делењем јед. 10-28 са јед. 10-25, је константан и независан од времена:

$$\frac{F_{rx2*}}{F_{rx1*}} = \frac{\mu \cdot f_2(\zeta_2) \cdot F_{G*} \cdot \left(R - \frac{B}{2}\right)^2 \cdot \frac{|\Delta v_*|}{B} \cdot \frac{1}{K} \cdot t}{\mu \cdot f_2(\zeta_1) \cdot F_{G*} \cdot \left(R + \frac{B}{2}\right)^2 \cdot \frac{|\Delta v_*|}{B} \cdot \frac{1}{K} \cdot t} = \frac{f_2(\zeta_2)}{f_2(\zeta_1)} \cdot \frac{\left(R - \frac{B}{2}\right)^2}{\left(R + \frac{B}{2}\right)^2} = a < 1 \quad \text{јед. 10-29}$$

Или скраћено, овај однос може да се напише као:

$$F_{rx2*} = a \cdot F_{rx1*} \quad \text{јед. 10-30}$$

10.2.6. Графо-аналитичка идентификација компоненти оптерећења

Идентификација појединачних компоненти оптерећења у току фазе „В“ остварује се одговарајућим изразима за ову фазу кретања уз примену константног односа подужних компоненти отпорних сила. Уважавањем услова из јед. 10-30 израз за средњу вредност разлике измерених момената у току фазе „В“ (јед. 10-18), добија облик:

$$\Delta m_{e*sr_B}^- = (1-a) \cdot F_{rx1*sr_B} \cdot R_{pt_sr*} + 2 \cdot F_{KONST*sr_B} \cdot R_{pt_sr*} \quad \text{јед. 10-31}$$

Средња вредност силе која је последица угаоне еластичне деформације конструкције у току фазе „В“, према претходној једначини једнаке је:

$$F_{KONST*sr_B} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \left[\Delta m_{e*sr_B}^- - (1-a) \cdot F_{rx1*sr_B} \cdot R_{pt_sr*} \right] \quad \text{јед. 10-32}$$

Применом услова из јед. 10-30, једначина за средњу вредност збира тренутних измерених вредности момената у току фазе „В“ (јед. 10-21), добија облик:

$$\Delta m_{e*sr_B}^+ = \Delta m_{e*sr_A}^+ + (1+a) \cdot F_{rx1*sr_B} \cdot R_{pt_sr*} \quad \text{јед. 10-33}$$

На основу претходне једначине добија се зависност средње вредности подужне компоненте силе трења спољашње гусенице у фази „В“ од средње вредности збира момената:

$$F_{rx1*sr_B} = \frac{1}{(1+a)} \cdot \frac{\Delta m_{e*sr_B}^+ - \Delta m_{e*sr_A}^+}{R_{pt_sr*}} \quad \text{јед. 10-34}$$

Даље, заменом јед. 10-34 у јед. 10-32 добија се средња вредност силе угаоне еластичне деформације конструкције у току фазе „В“ изражена преко величина које се могу одредити графички са дијаграма $\Delta m_{e*}^-(t)$ и $\Delta m_{e*}^+(t)$ у интервалу $t_{B1} < t < t_{B2}$.

$$F_{KONST*sr_B} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \left[\Delta m_{e*sr_B}^- - \frac{(1-a)}{(1+a)} \cdot (\Delta m_{e*sr_B}^+ - \Delta m_{e*sr_A}^+) \right] \quad \text{јед. 10-35}$$

Заменом израза јед. 10-34 у јед. 10-30 средња вредност подужне компоненте силе трење унутрашње гусенице у фази „В“ може се изразити помоћу средње вредности збира момената:

$$F_{rx2*sr_B} = a \cdot F_{rx1*sr_B} = \frac{a}{1+a} \cdot \frac{\Delta m_{e*sr_B}^+ - \Delta m_{e*sr_A}^+}{R_{pt_sr*}} \quad \text{јед. 10-36}$$

У току фазе „С“ на основу релације у јед. 10-19 може се проценити утицај силе која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције преко њене средње вредности у периоду $t_{C1} < t < t_{C2}$ као:

$$F_{KONST*sr_C} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \cdot \Delta m_{e*sr_C}^- \quad \text{јед. 10-37}$$

Средња вредност подужних компоненти силе трења на обе гусенице у фази „С“ једнака је нули.

10.3. Утицај конструкције након завршетка кретања по кружној путањи

У циљу објашњавања прелазног процеса (фаза „С“) који наступа након завршетка кретања по кружној путањи, у уводном делу овог поглавља проширена је анализа утицаја силе која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције. Ово проширење анализе узима у обзир вредност угаоне еластичне деформације на крају периода кретања „В“ као почетни услов за наредну фазу кретања „С“. Поред овога, аналитички је описан и престанак деловања попречних и подужних компоненти отпорних сила у току периода кретања „С“.

Преко ослоних тачка, носача конструкције гусенице и гусенице торзиони момент делује силом $F_{KONST.*}$ на погонски точак гусенице. Према јед. 7-107 ова сила је сразмерна угаоној еластичној деформацији конструкције $\Delta\alpha$. Дејство силе која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције према погонима гусеница разликује се у зависности од брзина гусеница и огледа се у додатном затезању или отпуштању гусеница. Код гусенице која се креће већом брзином сила $F_{KONST.*}$ затеже гусеницу и додатно оптерећује погон ове гусенице. Док код гусенице која се креће мањом брзином сила $F_{KONST.*}$ отпушта гусеницу, односно растерећује погон.

Када престане деловање спољашњих услова за стварање спрега, а то је изједначавање брзина гусеница, тада је $|\Delta v_*| = 0$. Имајући у виду да су подужне компоненте отпорних сила и отпорни момент трења сразмерни са $|\Delta v_*|$, изједначавањем брзина гусеница престаје деловање додатних отпора по подужној и попречној оси. Спрег сила који ствара и повећава угаону еластичну деформацију у току кретања по кружној путањи (фаза „В“), од тренутка када почне фаза кретања „С“ не делује. Угао еластичне деформације почиње да опада а са њиме и сила $F_{KONST.*}$ којом конструкција делује на оба погонска точка преко гусеница.

Динамичка сила спољне гусенице $F_{dr1}(t)$ која учествује у стварању момента спрега којим се конструкција обрће око вертикалне осе ротације при кретању по кружној путањи према јед. 7-102 има облик према :

$$F_{dr1}(t) = F_{d1}(t) - F_{const.1} - F_{kv.1}(v_1)$$

Заменом израза из јед. 8-52 и јед. 8-49 у претходну једначину добија се:

$$F_{dr1*} = T_{v1} \frac{dv_1}{dt} + F_{rx1*}(\Delta v_*) + F_{KONST.*} \quad \text{јед. 10-38}$$

Код унутрашње гусенице, динамичка сила $F_{dr2}(t)$ која учествује у стварању момента спрега којим се конструкција обрће око вертикалне осе ротације при кретању по кружној путањи износи јед. 7-103 :

$$F_{dr2}(t) = F_{d2}(t) - F_{const.2} - F_{kv.2}(v_2)$$

Заменом израза из јед. 8-65 и јед. 8-68 у претходну једначину добија се:

$$F_{dr2*} = T_{v2} \frac{dv_2}{dt} + F_{rx2*}(\Delta v_*) - F_{KONST.*} \quad \text{јед. 10-39}$$

Момент спрега којим се конструкција обрће око вертикалне осе у стационарном стању кретања по кружној путањи ($v_1 = const.$, $v_2 = const.$), према јед. 10-38 и јед. 10-39 има облик:

$$(F_{dr1*} - F_{dr2*}) \cdot \frac{B_*}{2} = [F_{rx1*}(\Delta v_*) - F_{rx2*}(\Delta v_*) + 2 \cdot F_{KONST.*}] \cdot \frac{B}{2} \quad \text{јед. 10-40}$$

Полазећи од основних једначина које описују променљиву механичку спрегу између погона гусеница у току кретања по кружној путањи:

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta \alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega_*} \frac{d \Delta \alpha_*}{dt} + k_{\alpha_*} \Delta \alpha_* = (F_{dr1*} - F_{dr2*}) \frac{B_*}{2} - M_{r\Delta\alpha1*} - M_{r\Delta\alpha2*} \quad \text{јед. 10-41}$$

$$F_{KONST.*} = \frac{2}{B_*} k_{\alpha_*} \cdot \Delta \alpha_* \quad \text{јед. 10-42}$$

и заменом израза за спрег сила јед. 10-40 у јед. 10-41 добија се :

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta \alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega_*} \frac{d \Delta \alpha_*}{dt} + k_{\alpha_*} \Delta \alpha_* = \left[F_{rx1*} (\Delta v_*) - F_{rx2*} (\Delta v_*) + 2 \cdot F_{KONST*} \right] \frac{B_*}{2} - M_{r\Delta\alpha1*} - M_{r\Delta\alpha2*} \quad \text{јед. 10-43}$$

Подужне компоненте силе трења гусеница сразмерне су апсолутној вредности разлике брзина ($a_1 \cdot |\Delta v_*|$ и $a_2 \cdot |\Delta v_*|$). Такође, отпорни момент трења обе гусенице сразмеран је апсолутној разлици брзина ($a_3 \cdot |\Delta v_*|$). Уважавајући линеарну зависност према апсолутној брзини претходна једначина може се написати као:

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta \alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega_*} \frac{d \Delta \alpha_*}{dt} + k_{\alpha_*} \Delta \alpha_* = \left[a_1 \cdot |\Delta v_*| - a_2 \cdot |\Delta v_*| + 2 \cdot \frac{2}{B} k_{\alpha} \cdot \Delta \alpha \right] \frac{B_*}{2} - a_3 \cdot |\Delta v_*| \quad \text{јед. 10-44}$$

Изједначавањем брзина гусеница ($|\Delta v_*| = 0$), након кретања по кружној путањи престаје деловање додатних отпора по подужној и попречној оси и претходни израз добија следећи облик:

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta \alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega_*} \frac{d \Delta \alpha_*}{dt} + k_{\alpha_*} \Delta \alpha_* = 2 \cdot \frac{2}{B} k_{\alpha} \cdot \Delta \alpha \frac{B_*}{2} \quad \text{јед. 10-45}$$

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta \alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega_*} \frac{d \Delta \alpha_*}{dt} + k_{\alpha_*} \Delta \alpha_* = 2 \cdot k_{\alpha} \cdot \Delta \alpha \quad \text{јед. 10-46}$$

Једначина која описује угаону еластичну деформацију постаје хомогена диференцијална једначина другог реда и угаона еластична деформација почиње да опада $\Delta \alpha \downarrow$.

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta \alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega_*} \frac{d \Delta \alpha_*}{dt} - k_{\alpha_*} \Delta \alpha_* = 0 \quad \text{јед. 10-47}$$

Достигнута вредност угаоне еластичне деформација на крају кретања по кружној путањи представља почетну вредност за промену угаоне еластичне деформације у периоду након изједначавања брзина гусеница. Релација у јед. 10-47 описује процес опадања угаоне еластичне деформације конструкције након изједначавања брзина кретања гусеница и престанка деловања спрега сила.

Како опада угаона еластична деформација $\Delta \alpha$ према горњој једначини, то опада интезитет силе F_{KONST*} која делује на гусеницу преко лежишта и носача гусенице.

Код гусенице која се кретала већом брзином у претходном периоду (фаза „В^с“) ова сила се противи кретању и у периоду „С“, са тенденцијом постепеног опадања интезитета.

Код гусенице која се кретала мањом брзином у претходном периоду (фаза „В^с“) ова сила подржава кретање и у фази „С“, са даљим постепеним опадањем интезитета.

10.4. Експеримент 1 – једноструко кружно кретање

У првом експерименту извршена је вожња двогусеничног возног механизма са једном променом смера кретања. Вожња се састоји из три фазе („А“, „В“ и „С“) као што је дефинисано на сл. 5.3. Усвојено је да позитивна вредност измерених брзина одговара смеру кретања „напред“ двогусеничног возног механизма.

Након праволинијског кретања у смеру „напред“, које представља фазу кретања „А“, задата је референца за полупречник кривине и смер скретања у десно. Кретање по кружној путањи представља фазу „В“. Након завршетка кретања по кружној путањи, наступило је кретање са једнаким брзинама мотора по праволинијској путањи. Овај период кретања према усвојеном означавању кретања двогусеничног возног механизма оговара фази „С“

Ради систематизације резултата експеримента и резултата симулације на динамичком моделу, овом експерименту са континуалним кретањем у смеру „напред“ и једном променом смера кружног кретања додељена је ознака „Е1“.

Блок дијаграм динамичког модела двогусеничног возног механизма који је коришћен за моделовање вожње двогусеничног возног механизма са једном променом смера кружног кретања приказан је на сл. 8.8.

10.4.1. Опис резултата – Експеримент 1

Динамички модел сл. 8.8 двогусеничног возног механизма биће верификован у описаном експерименту (Е1) поређењем временских кривих измерених момената и брзина на погонима гусенице I и II са симулираним кривама одговарајућих момената и брзина на датом динамичком моделу.

Подужне компоненте силе трења на гусеници I (јед. 10-48) и гусеници II (јед. 10-49), представљају део блок дијаграма динамичког модела који је означен са БЛ.5, и зависе од више величина као што су: апсолутна вредност разлике брзина, подужна компонента релативне брзине према тлу, полупречник кривине, однос полупречника кривине према дужини гусенице и ширина гусеничног возног механизма.

$$F_{rx1*}(t, |\Delta v_*|) = k_{vpr1*} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t} \right) \cdot |\Delta v_*|, \quad \Delta v_* > 0 \quad \text{јед. 10-48}$$

$$F_{rx2*}(t, |\Delta v_*|) = k_{vpr2*} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t} \right) \cdot |\Delta v_*|, \quad \Delta v_* > 0 \quad \text{јед. 10-49}$$

Отпорни моменти трења на гусеници I (јед. 10-50) и гусеници II (јед. 10-51) су део блок дијаграма (БЛ.6) који је дат на сл. 8.7 у динамичком моделу (сл. 8.8). Поред зависности од апсолутне вредности разлике брзина, попречних компоненти релативне брзине према тлу, полупречника кривине, односа полупречника кривине према дужини гусенице, ширини гусеничног возног механизма, отпорни моменти трења сразмерни су и угаоној еластичној деформацији конструкције.

$$M_{r\Delta\alpha1*}(t, \Delta\alpha, |\Delta v|) = k_{vpr.1} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y1}} t} \right) \cdot |\Delta v_*| \cdot k_{u*} \cdot \Delta\alpha_*, \quad \Delta v_* > 0 \quad \text{јед. 10-50}$$

$$M_{r\Delta\alpha2*}(t, \Delta\alpha, |\Delta v|) = k_{vpr.2} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y2}} t} \right) \cdot |\Delta v_*| \cdot k_{u*} \cdot \Delta\alpha_*, \quad \Delta v_* > 0 \quad \text{јед. 10-51}$$

Криве снимљених брзина мотора које су измерене у току описане вожње са једном променом смера кретања по кружној путањи приказане су на дијаграму сл. 10.1-а. На истој слици, на дијаграму сл. 10.1-б приказане су криве брзина мотора које су добијене симулацијом описане вожње у овом експерименту на динамичком моделу двогусеничног возног механизма.

У циљу временске усклађености графика измерених величина са графицима кривих добијених симулацијом, на посебној слици (сл. 10.1) упоређене су тренутне вредности измерених брзина са тренутним вредностима симулираних брзина за дати режим вожње двогусеничног возног механизма. Поређење измерених и симулираних брзина изабран је као критеријум за синхронизацију, јер је таласни облик брзина код регулисаног погона по брзини најподеснији за поређење са таласним облицима моделованих крива брзина. Карактеристични тренутци на сл. 10.1-а и сл. 10.1-б графички се подударају тако да се на основу овог слагања може закључити да је испуњен постављени критеријум о временској усклађености.

Позитивне вредности брзина мотора са дијаграма на сл. 10.1 означавају да се ради о праволинијском кретању возног механизма у смеру „напред“.

Почетни тренутак у односу на који су синхронизоване временске криве измерених величина са временским кривама симулираних величина на динамичком моделу је $t_0=50$ s. Од посматраног референтног тренутка $t_0=50$ s до $t_1=87$ s двогусенични возни механизам врши кретање по праволинијској путањи.

Након задавања команде за кретање по кружној путањи у тренутку $t_1=87$ s, управљачки систем израчунава потребне референтне вредности за брзине појединачних гусеница. Брзина мотора гусенице II почиње да опада по дефинисаној рампи до нове вредности $\omega_2=0,45$ [г.ј.] коју достиже у $t_2=90$ s. Кретање са константном разликом брзина траје до тренутка $t_3=100$ s у коме се издаје команда за праволинијско кретање. Након тога брзина мотора гусенице II почиње да расте по рампи до номиналне вредности коју достиже у тренутку $t_4=103$ s. У току интервала од 87 s до 103 s, који је означен као фаза „В“, двогусенични возни механизам креће се по кружној путањи.

У периоду од тренутка $t_4=103$ s до краја експеримента „Е1“ у тренутку $t_5=150$ s, возни механизам врши кретање по праволинијској путањи. Овај период вожње означен је као фаза „С“.

У току кретања по кружној путањи, у току фазе „В“, настају додатне отпорне силе и њихово дејство престаје у току фазе „С“, након изласка на праволинијску путању. Сила која је последица угаоне еластичне деформације конструкције настаје при кретању гусеница различитом брзином у току фазе „В“ и наставља деловање и при праволинијском кретању у фази „С“.

Подужне отпорне компоненте, према једначинама јед. 10-48 и јед. 10-49 сразмерне су апсолутној вредности разлике брзина. Промена подужних отпорних компоненти у времену апроксимирана је експоненцијалним законом. При томе су временске константе за спољашњу и унутрашњу гусеницу дате у јед. 7-62 и јед. 7-63

Отпорни момент трења, сваке гусенице, сразмеран је такође апсолутној вредности разлике брзина, али истовремено је сразмеран и угаоној еластичној деформацији $\Delta\alpha$ према изразима у јед. 10-50 и јед. 10-51. Такође, узета је у обзир и временска промена отпорног момента трења са одговарајућом експоненцијалном функцијом за обе гусенице. Временске константе за спољашњу и унутрашњу гусеницу које утичу на отпорне моменте трења дате су релацијама у јед. 7-66 и јед. 7-67

Сви дијаграми на сл. 10.2 добијени су симулацијом вожње у описаном експерименту „Е1“ са једним кретањем по кружној путањи, а која је приказана на сл. 5.3. Симулација је извршена на динамичком моделу двогусеничног возног механизма који је приказан на сл. 8.8. На истој слици синхронизовани су дијаграми брзина мотора (сл. 10.2-а), дијаграми момената мотора (сл. 10.2-б), дијаграми компоненти отпорних сила, отпорног момента трења и силе која је сразмерна угаоној еластичној деформацији конструкције (сл. 10.2-с).

Подужна компонента силе трења $F_{rx1*}(t)$ у спољашњој гусеници у току вожње по кружној путањи има већи интезитет у односу подужну компоненту силе трења унутрашње гусенице $F_{rx2*}(t)$, што је у току периода $t_1 < t < t_4$ описано неједначином $F_{rx1*}(t) > F_{rx2*}(t)$. При томе је временска константа T_{x1} мања од T_{x2} , јер важи однос између подужних компоненти релативних брзина спољашње и унутрашње гусенице $v_{x1} > v_{x2}$. У току фазе „В“ постоје следећи односи:

$$\left. \begin{array}{l} F_{rx1*}(t) > F_{rx2*}(t) \\ T_{x1} < T_{x2}, v_{x1*} > v_{x2*} \end{array} \right\} t_1 < t < t_4, \Delta v > 0 \quad \text{јед. 10-52}$$

Отпорни момент трења противи се обртном кретању и сразмеран је угаоној деформацији конструкције и апсолутној разлици брзина. На сл. 10.2–с са M_r означена је сума отпорних момената трења за обе гусенице (јед. 10-50 и јед. 10-51). При константној разлици брзина временска промена сумарног отпорног момента трења $M_r(t)$ зависи од промене угаоне еластичне деформације $\Delta\alpha$ и од експоненцијалних функција које зависе од попречних компоненти релативних брзина према тлу. Угаона еластична деформација $\Delta\alpha$ је позитивна, а како је $|\Delta v| > 0$ то је и отпорни момент трења позитиван $M_r(t) > 0$.

Промена угла еластичне деформације конструкције у току кретања по кружној путањи, фаза „В“, описана је јед. 8-84 која уважава дејство спрега сила на конструкцију доње градње рударске машине. Момент торзије конструкције сразмеран је промени угаоне еластичне деформације. Компонента силе оптерећења гусенице која потиче од торзионог момента конструкције је дата са јед. 8-89 и такође зависи од промене угаоне еластичне деформације.

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta\alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega_*} \frac{d\Delta\alpha_*}{dt} + k_{\alpha_*} \Delta\alpha_* = (F_{dr1*} - F_{dr2*}) \frac{B_*}{2} - M_{r\Delta\alpha1*} - M_{r\Delta\alpha2*} \quad \begin{array}{l} t_1 < t < t_4, \\ \Delta v > 0 \end{array} \quad \text{реф_ (јед. 8-84)}$$

$$F_{KONST_*} = \frac{2}{B_*} k_{\alpha_*} \cdot \Delta\alpha_* \quad \begin{array}{l} t_1 < t < t_4, \\ \Delta v > 0 \end{array} \quad \text{реф_ (јед. 8-89)}$$

На сл. 10.2 –с са F_{KON} означена је сила оптерећења гусенице која потиче од торзионог момента конструкције. У периоду $t_1 < t < t_3$ она расте сразмерно порасту угаоне деформације $\Delta\alpha$.

У интервалу $t_3 < t < t_4$ у оквиру фазе „В“ брзина v_2 расте по одређеној временској рампи што доводи до појаве динамичке компоненте силе која повећава оптерећење погона гусенице II. На дијаграму сл. 10.2–б у овом интервалу јасно се уочава промена момента m_{e2} . Поменуто динамичко оптерећење повећава силу F_{dr2*} (јед. 10-39) и утиче на смањивање спрега сила $F_{dr1*} - F_{dr2*}$, што има за последицу почетак процеса опадања $\Delta\alpha$ према изразу у јед. 8-84.

Након завршетка кретања по кружној путањи, у периоду $t_4 < t < t_5$ означеног као фаза „С“, одвија се праволинијско кретање при једнаким брзинама гусеница, односно разлика брзина је $\Delta v = 0$. Важна појава која утиче на динамику кретања двогусеничног возног механизма је та да након завршетка кретања по кружној путањи и даље постоји значајна вредност силе која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције.

Промена угла еластичне деформације конструкције у току фазе „С“, описана је хомогеном једначином другог реда (јед. 10-47), у којој не постоји спрег сила и угао еластичне деформације наставља да опада:

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta\alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega_*} \frac{d\Delta\alpha_*}{dt} - k_{\alpha_*} \Delta\alpha_* = 0 \quad t_4 < t < t_5, \Delta v = 0 \quad \text{реф_ (јед. 10-47)}$$

Достигнута вредност угаоне еластичне деформације на крају фазе „В“ $\Delta\alpha(t_4)$ је почетна вредност за претходну хомогену једначину у следећој фази „С“. Сила која потиче од угаоне еластичне деформације делује на гусенице и њој се супротставља отпор праволинијског кретања.

У току праволинијског кретања које претходи кретању по кружној путањи, фаза „А“, управљачки систем одржава једнаке брзине при чему су измерени и једнаки моменти на моторима (сл. 10.3-б).

У динамичком моделу су на основу претпостављених промена за отпорне компоненте у току кретања по кружној путањи, као резултат симулације описаног експеримента „Е1“ добијене су криве момената мотора. Ове криве су заједно са кривама измерених тренутних вредности момената мотора приказане на дијаграму сл. 10.3-б.

Са графика кривих тренутних вредности момената мотора измерених у фази кретања „А“ (сл. 10.3-b), уочава се равномерна расподела оптерећења мотора. Приближно једнаки моменти мотора при праволинијском кретању у фази „А“ показују да су механичка оптерећења мотора симетрична и да не постоји утицај прелазног процеса из претходног кретања по кружној путањи.

Ова равномерна расподела момената оптерећења на почетку експеримента „Е1“, при симулацији узета је у обзир у динамичком моделу са одговарајућом почетном вредношћу угаоне еластичне деформације ($\Delta\alpha(0)=0$) у делу блок дијаграма (БЛ.4) којим се моделује утицај конструкције на оптерећење мотора гусеница.

У току вожње у фази „В“ (сл. 10.3-b) разликују се брзине мотора, при чему асинхрони мотор спољашње гусенице ради у моторном режиму, док асинхрони мотор унутрашње гусенице ради режиму кочења.

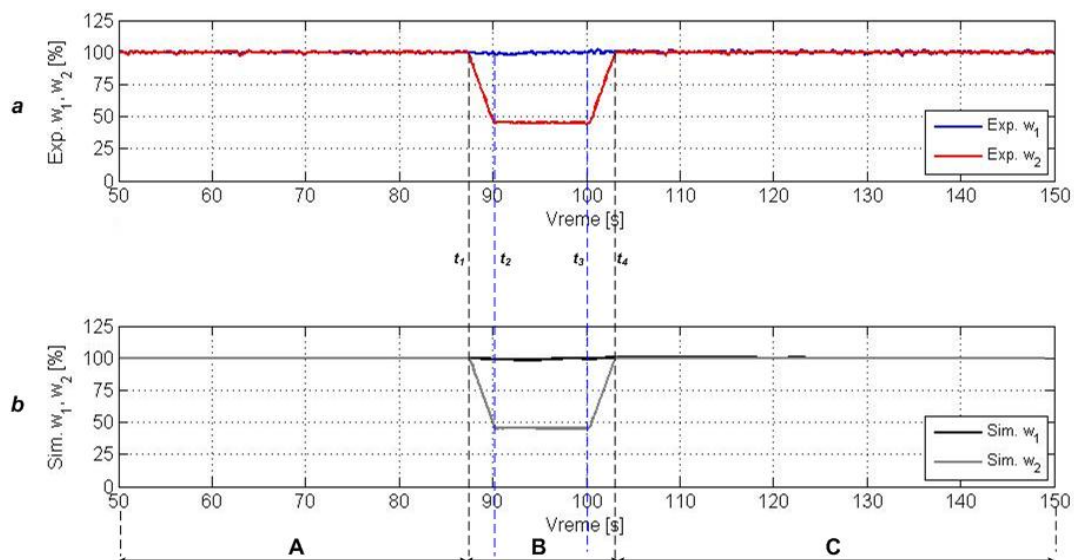
На сл. 10.3-b приказани су временски дијаграми измерених момената асинхроних мотора у току експеримента, који су синхронизовани са дијаграмима измерених брзина мотора сл. 10.3-а, тако да заједно пружају прегледну слику о регулисаном двомоторном погону са променљивом механичком спрегом у току описаног експеримента. Са измереним тренутним вредностима на дијаграму сл. 10.3-b приказани су и временски дијаграми момената мотора добијени симулацијом истог експеримента у основном динамичком моделу (сл. 8.8) двогусеничног возног механизма.

Графичка компарација на сл. 10.3-b тренутних вредности измерених момената мотора и тренутних вредности момента мотора добијених симулацијом у динамичком моделу показује задовољавајуће слагање кривих уз одређена одступања.

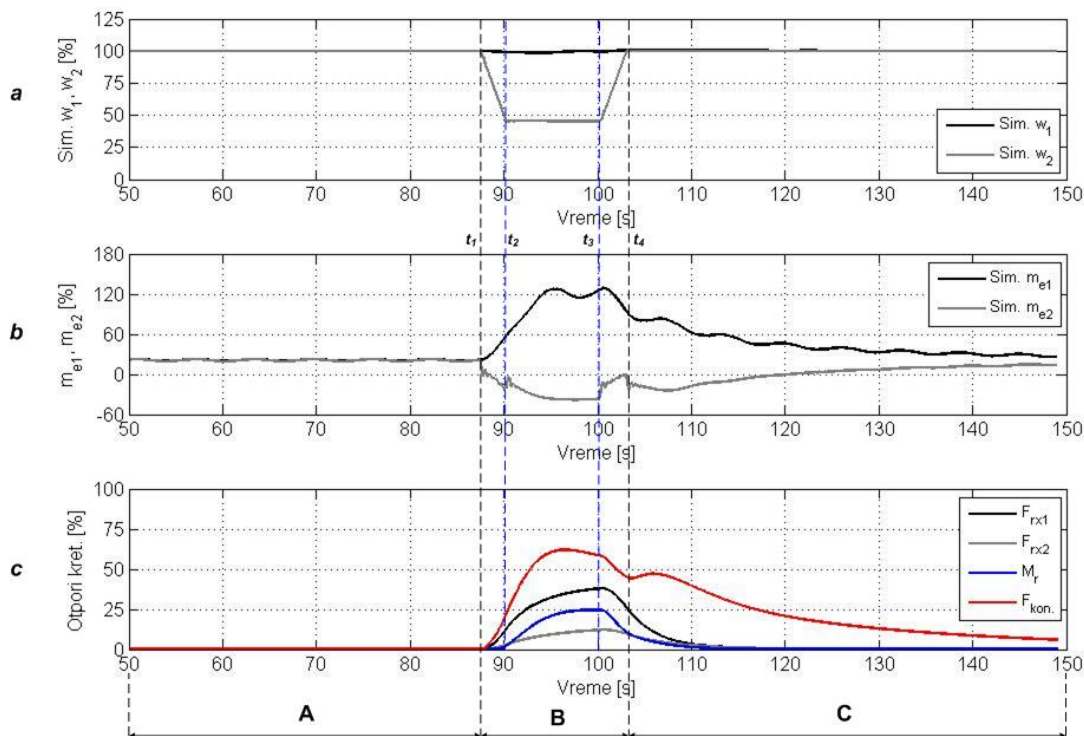
Резултати симулације брзина погона гусеница за овај експеримент дати су на дијаграму сл. 10.2 –а, при чему постоји слагање, а у неким периодима и потпуно поклапање, са тренутним вредностима измерених брзина које су дате на дијаграмима сл. 10.3-а и сл. 10.4-а.

На основу слагања резултата добијених на основном динамичком моделу са снимљеним резултатима у описаном експерименту „Е1“ верификован је и приступ у одређивању утицаја појединих компоненти отпора и променљиве механичке спреге на динамику кретања двогусеничног возног механизма. Ово даје посебну погодност за сагледавање и уважавање утицаја оних физичких величина које није могуће мерити, а њихов утицај је изузетно велик на динамику двогусеничног возног механизма.

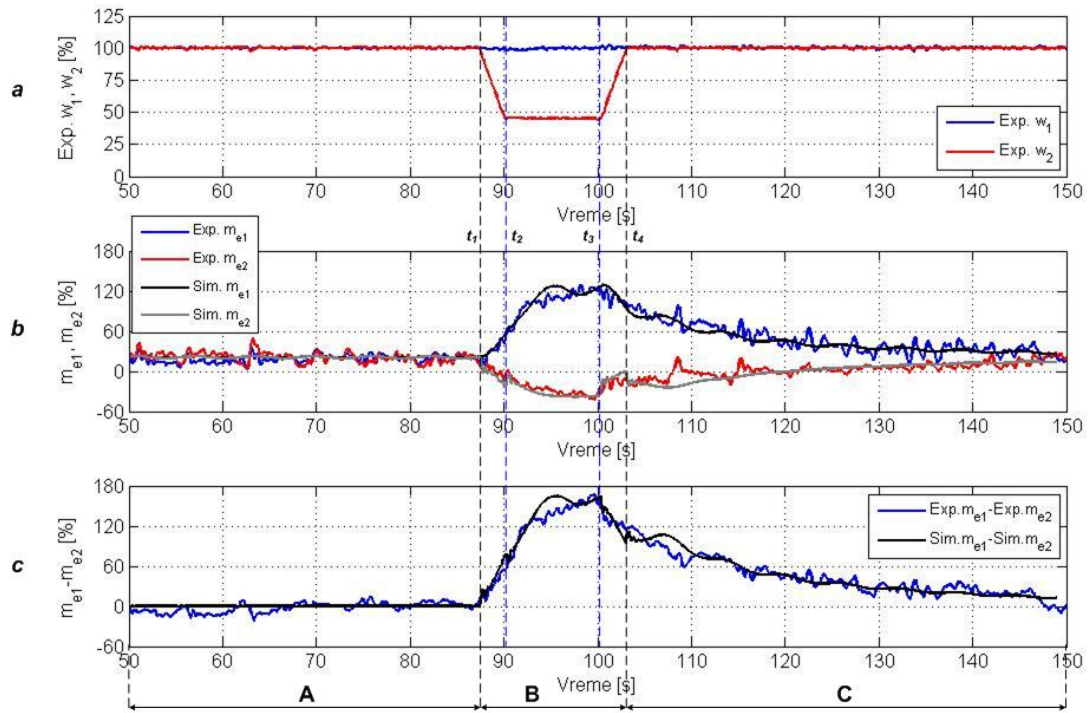
10.4.2. Резултати мерења и симулације – Експеримент 1



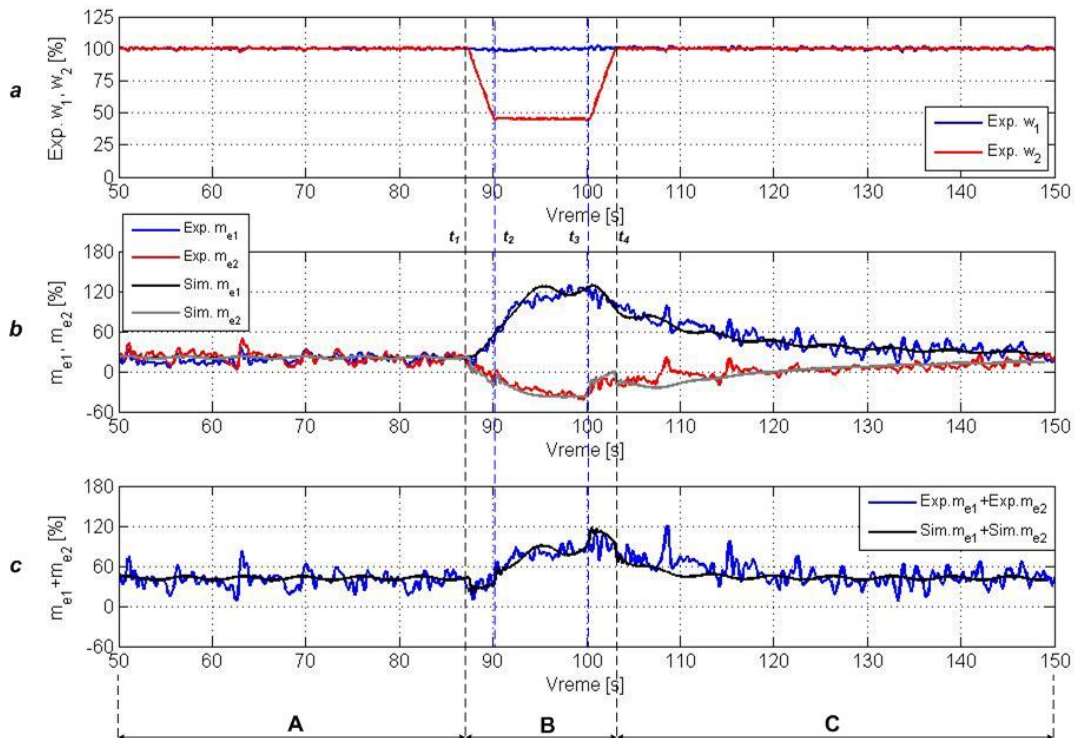
сл. 10.1 Измерене брзине у експерименту и добијене симулацијом на динамичком моделу $E1_0$



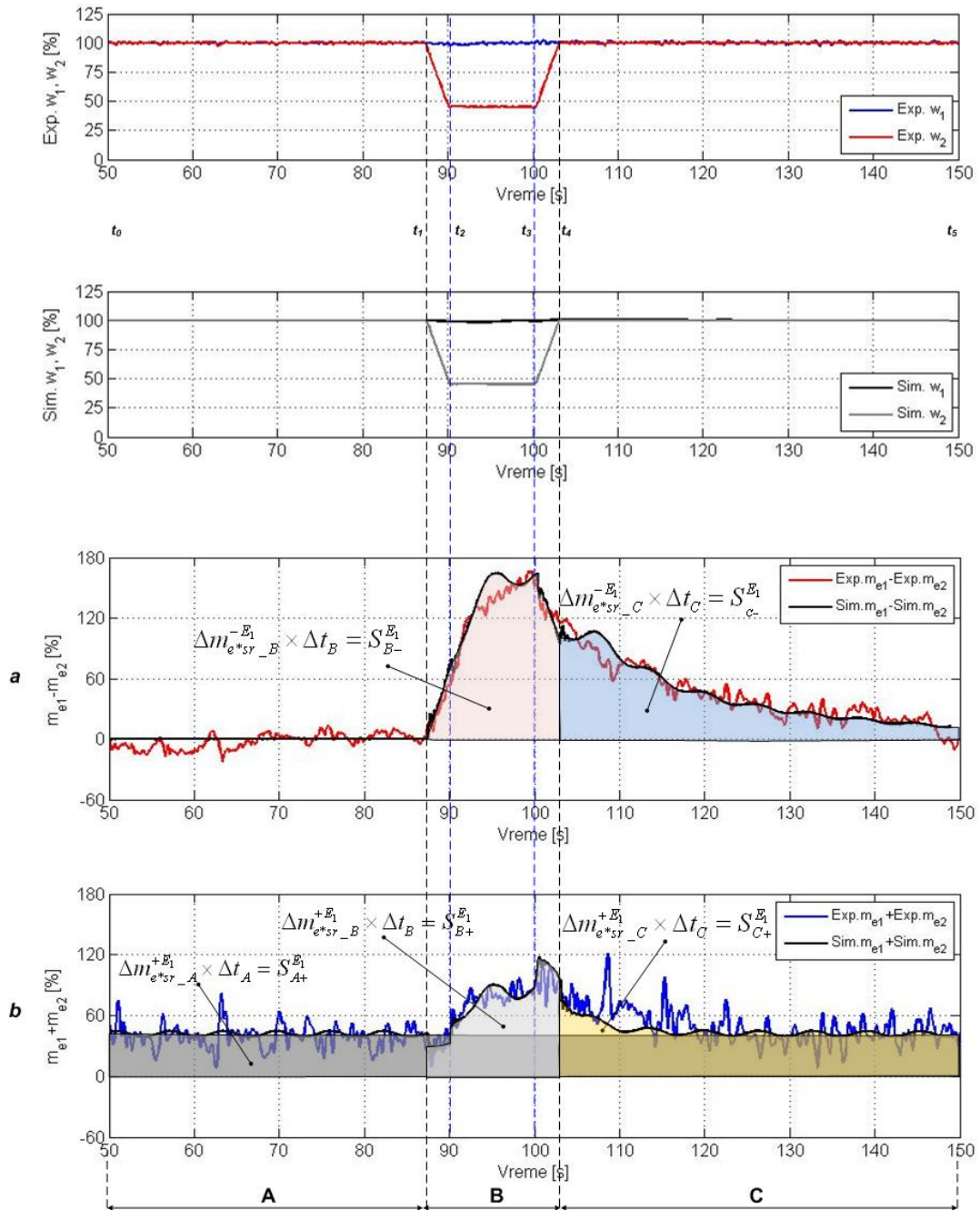
сл. 10.2 Резултати симулације експеримента бр.1 на динамичком моделу $E1_I$



сл. 10.3 Резултати симулације и експериментално измерене величине, поређење разлика момената_E1_II



сл. 10.4 Резултати симулације и експериментално измерене величине, поређење збира момената_E1_III



сл. 10.5 Идентификација отпорних компоненти поређењем симулације са експериментом_E1_IV

10.4.3. Идентификација утицаја компоненти оптерећења – Експеримент 1

Као аналитичка подлога за идентификацију појединачних компоненти оптерећења у првом експерименту „Е1“ употребљене су релације које су дате у поглављу 10.2.6. Ове релације су изведене према динамичком моделу двогусеничног возног механизма.

Дијаграм разлике тренутних вредности измерених момената сл. 10.5-а добијен је применом аритметичке операције одузимања над измереним тренутним вредностима момената мотора у експерименту „Е1“. На њему су јасно означене површине коју временска крива $\Delta m_{e^*}^{-E_1}(t)$ захвата са временском осом у току периода кретања „В“ и „С“. Означене површине једнаке су производу средње вредности временски променљиве величине $\Delta m_{e^*}^{-E_1}(t)$ на датом интервалу и дужине трајања временског интервала: $\Delta m_{e^*sr_i}^{-E_1} \times \Delta t_i = S_{i-}^{-E_1}$.

Применом аритметичке операције сабирања над измереним тренутним вредностима момената мотора у експерименту „Е1“ добијен је дијаграм збира тренутних вредности измерених момената сл. 10.5-б. Временска крива $\Delta m_{e^*}^{+E_1}(t)$ захвата са временском осом у току периода кретања „А“, „В“ и „С“ површине које су различито означене. Посматране површине једнаке су производу средње вредности временски променљиве величине $\Delta m_{e^*}^{+E_1}(t)$ на датом интервалу и дужине трајања временског интервала: $\Delta m_{e^*sr_i}^{+E_1} \times \Delta t_i = S_{i+}^{+E_1}$.

Према приказаним дијаграмима сл. 10.5-а и сл. 10.5-б, означене површине у карактеристичним фазама кретања двогусеничног возног механизма могу се приближно графички одредити. На основу њихове вредности приближно се израчунавају и одговарајуће средње вредности сума и разлика измерених момената мотора.

Према усвојеној методологији обраде експериментално добијених резултата направљена је табела (таб. 10-2) у којој је приказано приближно одређивање средњих вредности сума и разлика измерених момената мотора у току експеримента „Е1“.

таб. 10-2 Графо-аналитичка обрада измерених резултата у експерименту „Е1“

Фаза	Средња вредност x време = површина	Графичко одређивање површине	Срачунавање средње вредности
„А“	$\Delta m_{e^*sr_A}^{+E_1} \times \Delta t_A = \int_{t_0}^{t_4} \Delta m_{e^*}^{+E_1}(t)_A \cdot dt = S_{A+}^{E_1}$	$S_{A+}^{E_1}$	$\Delta m_{e^*sr_A}^{+E_1} = \frac{S_{A+}^{E_1}}{\Delta t_A}$
„В“	$\Delta m_{e^*sr_B}^{-E_1} \times \Delta t_B = \int_{t_1}^{t_4} \Delta m_{e^*}^{-E_1}(t)_B \cdot dt = S_{B-}^{E_1}$	$S_{B-}^{E_1}$	$\Delta m_{e^*sr_B}^{-E_1} = \frac{S_{B-}^{E_1}}{\Delta t_B}$
„В“	$\Delta m_{e^*sr_B}^{+E_1} \times \Delta t_B = \int_{t_1}^{t_4} \Delta m_{e^*}^{+E_1}(t)_B \cdot dt = S_{B+}^{E_1}$	$S_{B+}^{E_1}$	$\Delta m_{e^*sr_B}^{+E_1} = \frac{S_{B+}^{E_1}}{\Delta t_B}$
„С“	$\Delta m_{e^*sr_C}^{-E_1} \times \Delta t_C = \int_{t_4}^{t_5} \Delta m_{e^*}^{-E_1}(t)_C \cdot dt = S_{C-}^{E_1}$	$S_{C-}^{E_1}$	$\Delta m_{e^*sr_C}^{-E_1} = \frac{S_{C-}^{E_1}}{\Delta t_C}$
„С“	$\Delta m_{e^*sr_C}^{+E_1} \times \Delta t_C = \int_{t_4}^{t_5} \Delta m_{e^*}^{+E_1}(t)_C \cdot dt = S_{C+}^{E_1}$	$S_{C+}^{E_1}$	$\Delta m_{e^*sr_C}^{+E_1} = \frac{S_{C+}^{E_1}}{\Delta t_C}$

Подужна компонента силе трења на спољашњој гусеници у току фазе „В“ експеримента „Е1“ према изведеној релацији јед. 10-34 има следећи облик:

$$F_{rx_1^*sr_B}^{E_1} = \frac{1}{1+a} \cdot \frac{\Delta m_{e^*sr_B}^{+E_1} - \Delta m_{e^*sr_A}^{+E_1}}{R_{pt_sr^*}} \quad \text{јед. 10-53}$$

Применом приближно графички одређених површина на дијаграму сл. 10.5-б у претходној једначини може се извршити процена величине подужне компоненте силе трења на спољашњој гусеници у току периода кретања „В“:

$$F_{rx1*sr_B}^{E1} = \frac{1}{1+a} \cdot \frac{\frac{S_{B+}^{E1}}{\Delta t_B} - \frac{S_{A+}^{E1}}{\Delta t_A}}{R_{pt_sr*}} \quad \text{јед. 10-54}$$

На унутрашњој гусеници подужна компонента силе трења у току фазе „В“ експеримента „Е1“ према изведеној релацији јед. 10-36 има следећи облик:

$$F_{rx2*sr_B}^{E1} = \frac{a}{1+a} \cdot \frac{\Delta m_{e*sr_B}^{+E1} - \Delta m_{e*sr_A}^{+E1}}{R_{pt_sr*}} \quad \text{јед. 10-55}$$

Применом приближно графички одређених површина на дијаграму сл. 10.5-б у претходној једначини може се извршити процена величине подужне компоненте силе трења на унутрашњој гусеници у току периода кретања „В“:

$$F_{rx2*sr_B}^{E1} = \frac{a}{1+a} \cdot \frac{\frac{S_{B+}^{E1}}{\Delta t_B} - \frac{S_{A+}^{E1}}{\Delta t_A}}{R_{pt_sr*}} \quad \text{јед. 10-56}$$

На основу односа између средњих вредности суме измерених момената у експерименту „Е1“ $\Delta m_{e*sr_B}^{+E1} > \Delta m_{e*sr_A}^{+E1}$ и вредности константе $a < 1$ може се закључити да је подужна компонента силе трења спољашње гусенице већа од подужне компоненте силе трења унутрашње гусенице у току периода „В“, односно важи услов $F_{rx1*sr_B}^{E1} > F_{rx2*sr_B}^{E1}$. Овај закључак који је изведен идентификацијом на основу графо-аналитичке обраде измерених момената у току експеримента „Е1“ подудар се са резултатима добијеним симулацијом овог експеримента на динамичком моделу (сл. 10.2-с).

Средња вредност силе угаоне еластичне деформације конструкције у току фазе „В“ експеримента „Е1“ према изведеној релацији јед. 10-35 има следећи облик:

$$F_{KONST*sr_B}^{E1} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \left[\Delta m_{e*sr_B}^{-E1} - \frac{(1-a)}{(1+a)} \cdot (\Delta m_{e*sr_B}^{+E1} - \Delta m_{e*sr_A}^{+E1}) \right] \quad \text{јед. 10-57}$$

Применом приближно графички одређених површина са дијаграма сл. 10.5-а и сл. 10.5-б у претходној једначини може се извршити процена средње вредности силе угаоне еластичне деформације конструкције у току периода кретања „В“:

$$F_{KONST*sr_B}^{E1} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \left[\frac{S_{B-}^{E1}}{\Delta t_B} - \frac{(1-a)}{(1+a)} \cdot \left(\frac{S_{B+}^{E1}}{\Delta t_B} - \frac{S_{A+}^{E1}}{\Delta t_A} \right) \right] \quad \text{јед. 10-58}$$

На основу односа између средњих вредности разлике и суме измерених момената у експерименту „Е1“ $\Delta m_{e*sr_B}^{-E1} > (\Delta m_{e*sr_B}^{+E1} - \Delta m_{e*sr_A}^{+E1})$, може се закључити да сила која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције има много већи утицај на динамику у току периода „В“ у односу на утицај подужних компоненти трења. Прегледом резултата добијених симулацијом експеримента „Е1“ на динамичком моделу (сл. 10.2-с) може се уочити значајно већи утицај $F_{KONST*sr_B}^{E1}$ од $F_{rx1*sr_B}^{E1}$ и $F_{rx2*sr_B}^{E1}$. Овакав међусобни однос компоненти оптерећења слаже се са претходним резултатом добијеним применом графо-аналитичке обраде измерених резултата при идентификацији компоненти оптерећења.

У току фазе „С“ важи $\Delta m_{e*sr_C}^{+E1} = \Delta m_{e*sr_A}^{+E1}$ (јед. 10-22) тако да се и графо-аналитичком методом добија очекивани резултат да у овом периоду не делују подужне компоненте силе трења. У току фазе „С“ експеримента „Е1“ средња вредност силе угаоне еластичне деформације конструкције према изведеној релацији јед. 10-37 има следећи облик:

$$F_{KONST*sr_C}^{E1} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \cdot \Delta m_{e*sr_C}^{-E1} \quad \text{јед. 10-59}$$

Применом приближно графички одређених површина са дијаграма сл. 10.5-а у претходној једначини може се извршити процена средње вредности силе угаоне еластичне деформације конструкције у току периода кретања „С“:

$$F_{KONST*sr_C}^{E1} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \cdot \frac{S_{C-}^{E1}}{\Delta t_C} \quad \text{јед. 10-60}$$

Средња вредност силе угаоне еластичне деформације у периоду „С“ сразмерна је средњој вредности разлике измерених момената. Овај резултат идентификације компоненти оптерећења на основу графо-аналитичке обраде измерених момената мотора подудара се са резултатима добијеним симулацијом на динамичком моделу. У фази кретања „С“ временски дијаграм силе услед угаоне деформације конструкције (сл. 10.2-с) поклапа се временским кривама момената на сл. 10.2-в. Код погона спољашње гусенице асинхрони мотор ради у моторном режиму и ово подударање је очигледно. Док код погона унутрашње гусенице асинхрони мотор ради у режиму кочења, потребно је узети у обзир да сила има супротно деловање у односу на спољашњу гусеницу.

Подударањем резултата идентификације компоненти оптерећења на основу графо-аналитичке обраде измерених резултата у експерименту „Е1“ са резултатима симулације овог експеримента на динамичком моделу, извршена је посредна верификација динамичког модела.

Задовољавајуће слагање тренутних вредности разлике сл. 10.5-а и суме сл. 10.5-в измерених момената мотора у експерименту „Е1“ са разликом и сумом момената добијеним у симулацији, представља додатну проверу валидности постављеног динамичког модела двогусеничног возног механизма.

10.5. Експеримент 2 – једноструко кружно кретање са смањеном брзином

Ради систематизације резултата експеримента и резултата симулације на динамичком моделу, овом експерименту са континуалним кретањем у смеру „напред“, једном променом смера кружног кретања и смањеном брзином кретања додељена је ознака „E2“.

У овом експерименту са двогусеничним возним механизмом поновљена је возња из првог експеримента „E1“ по кружној путањи са једном променом смера кретања. Разлика која је направљена у експерименту „E2“ односу на експеримент „E1“ је та што је брзина праволинијског кретања смањена на 50% од номиналне брзине. У првом експерименту „E1“ брзина праволинијског кретања је износила 100 % номиналне брзине.

Вожња која је извршена у току овог експеримента састоји се из три фазе („А“, „В“ и „С“) као што је дефинисано на сл. 5.3. Као и у претходном експерименту, усвојено је да позитивна вредност измерене брзине одговара смеру кретања „напред“ двогусеничног возног механизма.

Праволинијско кретање са смањеном брзином у смеру „напред“ које претходи кружном кретању, фаза „А“, траје знатно краће у односу на претходни експеримент „E1“. Кретање по кружној путањи представља фазу „Б“ и одвија се при смањеној средњој брзини двогусеничног возног механизма у односу на експеримент „E1“. Кретање са једнаким брзинама мотора по праволинијској путањи, након завршетка кретања по кружној путањи, одговара фази „С“ и траје знатно дуже у односу на експеримент „E1“.

За симулацију кретања свих фаза у експерименту „E2“ употребљен је, као и у експерименту „E1“, основни динамички модел двогусеничног возног механизма, чији је блок дијаграм дат на сл. 8.8

10.5.1. Опис резултата – Експеримент 2

Верификација динамичког модела на сл. 8.8 двогусеничног возног механизма, биће извршена и у описаном експерименту „E2“ поређењем временских кривих измерених момената и брзина на погонима гусенице *I* и *II* са симулираним временским кривама одговарајућих момената и брзина.

Криве тренутних вредности брзина мотора које су измерене у току описане возње са једном променом смера кретања по кружној путањи и смањеном брзином, приказане су на дијаграму сл. 10.6-а. На истој слици, на дијаграму сл. 10.6-б приказане су временске криве брзина мотора које су добијене симулацијом возње из овог експеримента на динамичком моделу двогусеничног возног механизма.

У циљу временске усклађености графика измерених кривих у експерименту „E2“ са графицима кривих добијених симулацијом, на посебној слици (сл. 10.6) упоређене су временске зависности измерених брзина са временским зависностима симулираних брзина за дати режим возње двогусеничног возног механизма. Карактеристични тренутци на дијаграмима сл. 10.6-а -а и сл. 10.6-б графички се подудару тако да се на основу овог слагања може закључити да је испуњен постављени критеријум о временској усклађености.

Као и у претходном експерименту, позитивне вредности брзина мотора са дијаграма брзина (сл. 10.6) означавају да се ради о праволинијском кретању возног механизма у смеру „напред“.

Почетни тренутак у односу на који су синхронизоване временске криве измерених величина са временским кривама симулираних величина на динамичком моделу је $t_0=50$ s. Од посматраног референтног тренутка $t_0=50$ s до $t_1=56$ s двогусенични возни механизам врши кретање по праволинијској путањи.

Након задавања команде за кретање по кружној путањи у тренутку $t_1=56$ s, управљачки систем израчунава потребне референтне вредности за брзине појединачних гусеница. Брзина мотора гусенице *II* почиње да опада по дефинисаној рампи до нове вредности $\omega_2=0,10$ [г.ј.] коју достиже у $t_2=59$ s. Кретање са константном разликом брзина траје до тренутка $t_3=75$ s у коме се издаје команда за праволинијско кретање. Након тога брзина мотора гусенице *II* почиње да расте по рампи до

вредности $\omega_2=0,50$ [г.ј.] коју достиже у тренутку $t_4=78$ s. У току интервала од $t_1=56$ s до $t_4=78$ s, који је означен као фаза „В“, двогусенични возни механизам креће се по кружној путањи.

У периоду од $t_4=78$ s до $t_4=120$ s када се завршава експеримент „E2“, возни механизам врши кретање по праволинијској путањи. Овај период вожње означен је као фаза „С“.

Све релације које су коришћене у описивању експеримента „E1“ употребљене су и у експерименту „E2“ са одговарајућим променама вредности коефицијената и временских константи, које узимају у обзир промену полупречника кружне путање. Део блок дијаграма динамичког модела који је означен са БЛ.5 чине подужне компоненте силе трења на гусеницама I и II, које су дефинисане изразима јед. 8-92 и јед. 8-96.

Према релацији јед. 5-8 полупречник кривине при кретању по кружној путањи двогусеничног механизма сразмеран је средњој брзини и обрнуто сразмеран разлици брзина. На дијаграму брзина у експерименту „E1“ (сл. 10.1-а) разлика брзина у току фазе „В“ износи $\Delta v^{E1}=0,55$ [г.ј.]. У експерименту „E2“ са дијаграма сл. 10.6-а разлика брзина у току фазе „В“ износи $\Delta v^{E2}=0,40$ [г.ј.]. Међутим, средња брзина кретања у фази „В“ експеримента „E2“ је $v_{sr}^{E2}=0,30$ [г.ј.] и мања је у односу на средњу брзину у току фазе „В“ $v_{sr}^{E1}=0,72$ [г.ј.] експеримента „E1“. На основу претходних односа средњих брзина и разлика брзина, према изразима јед. 10-61 и јед. 10-62, добија се да је полупречник кружне путање у експерименту „E2“ мањи од полупречника кружне путање у експерименту „E1“ ($R^{E2} < R^{E1}$).

$$R^{E1} = B \cdot \frac{v_{sr}^{E1}}{\Delta v^{E1}} = B \cdot \frac{0,72}{0,55} = 1,3 \cdot B \quad \text{јед. 10-61}$$

$$R^{E2} = B \cdot \frac{v_{sr}^{E2}}{\Delta v^{E2}} = B \cdot \frac{0,3}{0,4} = 0,75 \cdot B \quad \text{јед. 10-62}$$

У горњим једначинама ознака B представља ширину гусеничног возног механизма. Промена полупречника кружне путање утиче на промену подужних и попречних отпорних компоненти гусеница у току кретања. У поглављу 8.7 дати су изведени изрази за подужне компоненте отпорних сила у нормализованом домену. Нормализована подужна компонента отпорне силе гусенице I дата је изразом јед. 8-92:

$$F_{rx1*} = \mu \cdot f_2(\zeta_1) \cdot F_{G*} \cdot \left(R + \frac{B}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t} \right) \cdot |\Delta v_*|$$

Нормализована подужна компонента отпорне силе гусенице II дата је изразом јед. 8-96:

$$F_{rx2*} = \mu \cdot f_2(\zeta_2) \cdot F_{G*} \cdot \left(R - \frac{B}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t} \right) \cdot |\Delta v_*|$$

Нелинеарна функција $f_2(\zeta)=f_2(2R/L)$ дефинисана је изразом у јед. 7-45. На графику са сл. 7.16 јасно се уочава да њена вредност са смањењем полупречника кружне путање опада. За два полупречника кривине у експериментима „E1“ и „E2“, између две вредности нелинеарне функције $f_2(\zeta)$ постоји следећи однос: $f_2(R^{E2}) < f_2(R^{E1})$. На основу овог односа процењено је да у току фазе „В“ подужне компоненте отпорних сила гусеница имају мање вредности у експерименту „E2“ од оних у експерименту „E1“.

Према јед. 7-52 подужна компонента релативне брзине спољашње гусенице према тлу је смањена, што такође утиче на сразмерну промену подужне компоненте силе трења на спољашњој гусеници. Подужна компонента релативне брзине унутрашње гусенице према тлу, дата јед. 7-53 је такође смањена, што утиче да подужна компонента силе трења на овој гусеници има сразмерно мању вредност. Временске константе T_{x1} и T_{x2} су обрнуто сразмерне одговарајућим компонентама релативних брзина и оне у експерименту „E2“ имају већу вредност у односу на експеримент „E1“.

Смањење подужне компоненте релативне брзине према тлу утиче на смањење интезитета подужне компоненте силе трења и на повећање временске константе подужне компоненте силе трења.

Део блок дијаграма динамичког модела који је означен са БЛ.6 чине отпорни моменти трења на гусеници *I* и *II*, који су дефинисани изразима јед. 8-100 и јед. 8-104.

Нормализовани отпорни момент трења гусенице *I* (јед. 8-100) директно је сразмеран разлици брзина и угаоној еластичној деформацији:

$$M_{r\Delta\alpha 1^*}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = \mu \cdot f_1(\zeta_1) \cdot \left(R \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{L}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y1}} t} \right) \cdot \frac{k_{u^*} \cdot \Delta\alpha_* \cdot L_*}{4} \cdot |\Delta v_*|$$

Нормализовани отпорни момент трења гусенице *II* (јед. 8-104) директно је сразмеран разлици брзина и угаоној еластичној деформацији конструкције:

$$M_{r\Delta\alpha 2^*}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = \mu \cdot f_1(\zeta_2) \cdot \left(R \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{L}{2} \right) \cdot \frac{1}{B} \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y2}} t} \right) \cdot \frac{k_{u^*} \cdot \Delta\alpha_* \cdot L_*}{4} \cdot |\Delta v_*|$$

Нормализовани сумарни отпорни момент трења је:

$$M_{r\Delta\alpha^*}(\Delta\alpha, |\Delta v|) = M_{r\Delta\alpha 1^*}(\Delta\alpha, \Delta v) + M_{r\Delta\alpha 2^*}(\Delta\alpha, \Delta v)$$

Нелинеарна функција $f_1(\zeta) = f_1(2R/L)$ дефинисана је изразом у јед. 7-34 и према графику на сл. 7.15 она је монотono опадајућа у зависности од полупречника *R*. На графику сл. 7.15 јасно се уочава њен пораст са смањењем полупречника кружне путање. За два полупречника кривине у експериментима „Е1“ и „Е2“, између две вредности нелинеарне функције $f_1(\zeta)$ постоји следећи однос: $f_1(R^{E2}) > f_1(R^{E1})$. Према претходном услову, у експерименту „Е2“ при смањеном полупречнику кружне путање, отпорни моменти трења имају већи интезитет у односу на експеримент „Е1“.

Повећање вредности нелинеарне функције $f_1(\zeta)$ доводи до повећања отпорног момента трења на обе гусенице у току кретања по кружној путањи са смањеним полупречником. Стога укупни отпорни момент трења M_r за обе гусенице има већу вредност у току кретања са мањим полупречником кривине [Лит. 21].

Попречне компоненте релативне брзине према тлу не зависе од великој мери од полупречника кривине и стога временска константа експоненцијалне промене отпорног момента трења остаје приближно иста као и при кретању у експерименту „Е1“.

Дијаграми на сл. 10.7 добијени су симулацијом вожње у описаном експерименту „Е2“ са једним кретањем по кружној путањи и сниженом средњом брзином. Симулација је извршена на динамичком моделу двогусеничног возног механизма који је приказан на сл. 8.8. На истој слици синхронизовано су приказани дијаграми брзина мотора (сл. 10.7-а), дијаграми момената мотора (сл. 10.7-б), дијаграми компоненти отпорних сила, отпорног момента трења и силе која је сразмерна угаоној еластичној деформацији конструкције (сл. 10.7-с).

Отпорни момент трења у експерименту „Е2“ који је приказан на сл. 10.7, у поређењу са отпорним моментом трења M_r у експерименту „Е1“ на сл. 10.2, има већу вредност у току фазе „В“. Основни разлог за повећање отпорног момента трења при кретању по кружној путањи је смањени полупречник кривине [Лит. 21], при чему се повећава утицај попречних отпорних сила.

У току кретања по кружној путањи у току фазе „Б“ због повећаног отпорног момента трења мењају се и динамичке силе спрезања погонских точкова. Преко њих расте интезитет спрега динамичких сила који ствара обртно кретање око вертикалне осе. Повећање интезитета спрега динамичких сила који ствара обртно кретање око вертикалне осе утиче на повећање угаоне еластичне деформације конструкције у периоду $t_1 < t < t_3$.

Сила оптерећења гусенице која потиче од торзионог момента конструкције (јед. 8-89), означена је са F_{KON} . на сл. 10.7-с, расте сразмерно порасту угаоне деформације $\Delta\alpha$.

Дејство спрега сила на конструкцију доње градње рударске машине у току кретања по кружној путањи, фаза „В“, одражава се на промену угла еластичне деформације конструкције која је описана јед. 8-84.

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta\alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega^*} \frac{d\Delta\alpha_*}{dt} + k_{\alpha^*} \Delta\alpha_* = (F_{dr1^*} - F_{dr2^*}) \frac{B_*}{2} - M_{r\Delta\alpha^*} \quad t_1 < t < t_4 \quad \text{реф}_- \text{ (јед. 8-84)}$$

$$F_{KONST*} = \frac{2}{B_*} k_{\alpha*} \cdot \Delta\alpha_* \quad t_1 < t < t_4 \quad \text{реф_(јед. 8-89)}$$

У интервалу $t_3 < t < t_4$, у оквиру фазе „В“, долази до појаве динамичке компоненте силе која повећава оптерећење погона гусенице II услед пораста брзине v_2 по одређеној временској рампи. Повећање динамичке силе F_{dr2*} (јед. 10-39) услед динамичког оптерећења у овом периоду утиче на смањивање интезитета спрега сила $F_{dr1*} - F_{dr2*}$, што има за последицу почетак процеса опадања $\Delta\alpha$ према изразу у јед. 8-84.

Након завршетка кретања по кружној путањи, у периоду $t_4 < t < t_5$ означеног као фаза „С“, одвија се праволинијско кретање при једнаким брзинама гусеница. При томе је средња брзина праволинијског кретања $v_{sr}^{E2}=0,50$ [г.ј.], што је мање у односу на фазу „С“ у експерименту „Е1“ $v_{sr}^{E1}=1,0$ [г.ј.].

У току фазе „С“ не делује спрег динамичких сила и промена угла еластичне деформације конструкције описана је хомогеном једначином другог реда (јед. 10-47), што за последицу има даље смањивање угаоне еластичне деформације:

$$T_{\Omega} \frac{d^2\Delta\alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega*} \frac{d\Delta\alpha_*}{dt} - k_{\alpha*}\Delta\alpha_* = 0 \quad t_4 < t < t_5, \Delta v = 0 \quad \text{реф_(јед. 10-47)}$$

У експериментима „Е1“ и „Е2“ у току фазе „С“, уочена је појава да након завршетка кретања по кружној путањи и даље постоји значајна вредност силе услед угаоне еластичне деформације конструкције, која постепено опада у току кретања по праволинијској путањи. У експерименту „Е2“ ова појава је још више дошла до изражаја у погледу споријег опадања силе.

У фази „С“ сила која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције делује на гусенице и њој се супротставља отпор праволинијског кретања.

Како је компонента трења која зависи од брзине праволинијског кретања у експерименту „Е2“ мања, јер се кретање одвија двоструко мањом брзином у односу на праволинијско кретање у експерименту „Е1“, то и опадање силе F_{KON} траје дуже.

У динамичком моделу су на основу претпостављених промена за отпорне компоненте у току кретања по кружној путањи, као резултат симулације описаног експеримента „Е2“ добијене временске криве момената мотора. Ове криве су заједно са кривама измерених тренутних вредности момената мотора приказане на дијаграму сл. 10.8-б.

Приближно једнаки измерени моменти мотора при праволинијском кретању у фази „А“ (сл. 10.8-б), показују да је механичко оптерећење равномерно расподељено између мотора и да не постоји утицај прелазног процес из претходног кретања по кружној путањи.

У току војње у фази „В“ (сл. 10.8-б) због начина кретања по кружној путањи разликују се брзине мотора. Оптерећење које потиче од угаоне еластичне деформације конструкције додатно оптерећује погон спољашње гусенице која се креће већом брзином. Асинхрони мотор спољашње гусенице ради у моторном режиму са оптерећењем које је веће од номиналног. Истовремено, оптерећење од угаоне еластичне деформације конструкције растерећује погон унутрашње гусенице која се креће мањом брзином. При томе асинхрони мотор унутрашње гусенице ради у режиму кочења.

Криве измерених тренутних вредности момената асинхроних мотора у току експеримента „Е2“ приказане су на дијаграму сл. 10.8-б, који је временски усклађен са временским дијаграмом брзина мотора сл. 10.8-а. Са измереним тренутним вредностима момената мотора на дијаграму сл. 10.8-б приказане су и временске криве момената мотора добијене симулацијом истог експеримента „Е2“ у основном динамичком моделу (сл. 8.8) двогусеничног возног механизма. Квантитативна анализа динамике регулисаног двомоторног погона са променљивом механичком спрегом у експерименту „Е2“ извршена је помоћу прегледне слике коју пружају сви временски усклађени дијаграми на сл. 10.8.

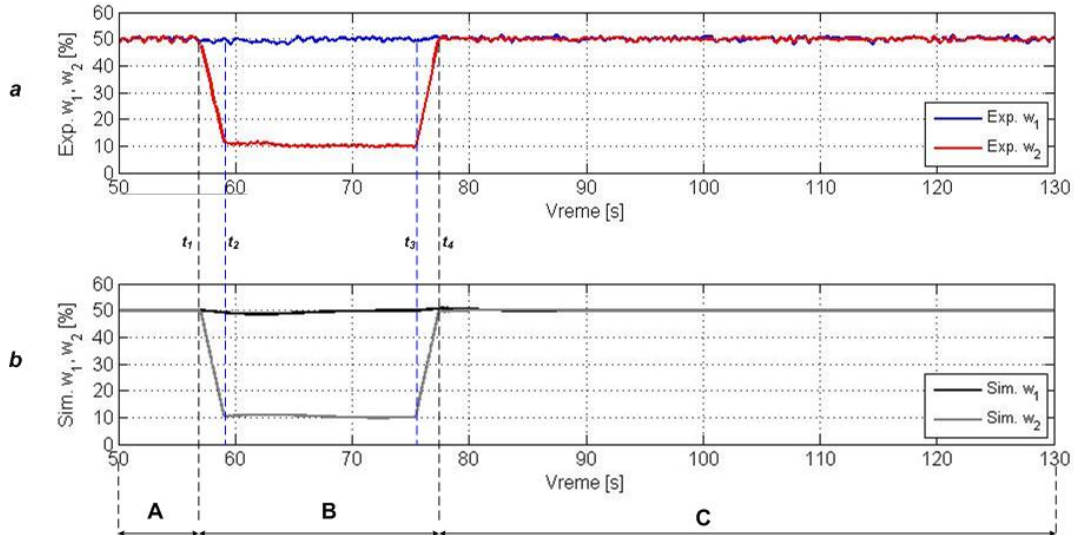
Графичка компарација на дијаграму сл. 10.8-b тренутних вредности измерених момената мотора у експерименту „E2“ и тренутних вредности момента мотора добијених симулацијом у динамичком моделу показује задовољавајуће слагање кривих уз одређена одступања.

Резултати симулације брзина погона гусеница за овај експеримент дати су на дијаграму сл. 10.7–а, при чему постоји слагање, а у неким периодима и потпуно поклапање, са тренутним вредностима измерених брзина у експерименту „E2“ које су дате на дијаграма сл. 10.8-а и сл. 10.9-а.

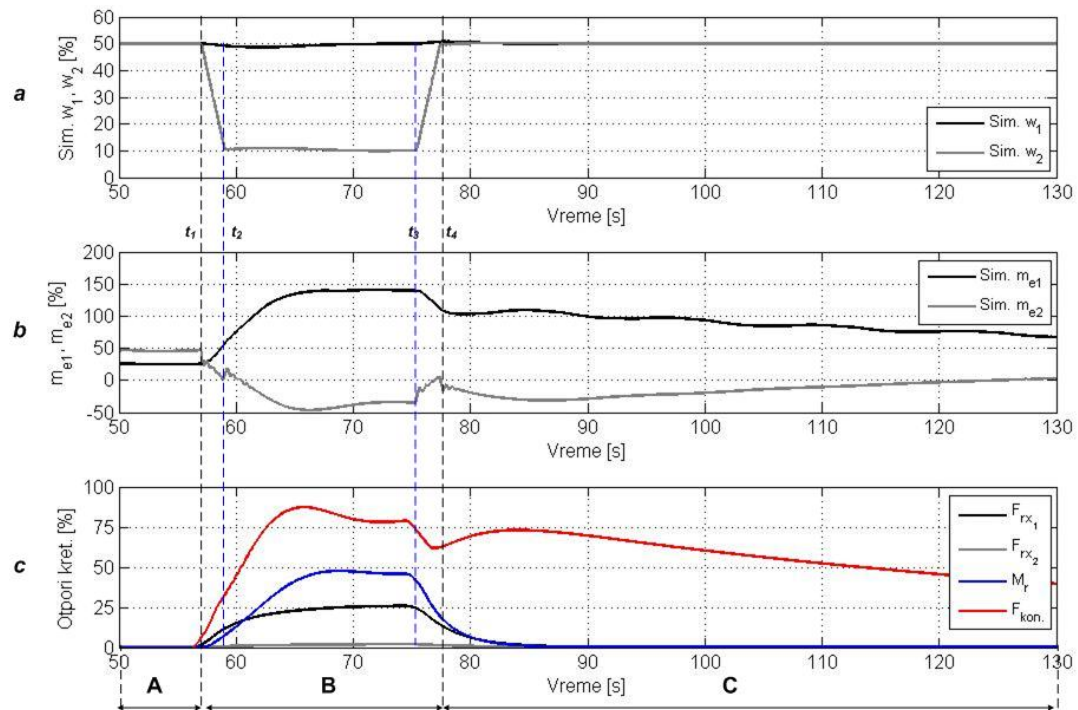
На основу графичког слагања временских кривих добијених на основном динамичком моделу са снимљеним резултатима у описаном експерименту „E2“ верификован је и приступ у одређивању утицаја појединих компоненти отпора и променљиве механичке спреге на динамику двогусеничног возног механизма.

Овим експериментом верификован је постављени динамички модел у опсегу нижих брзина кретања двогусеничног возног механизма, односно у опсегу мањих полупречника кружне путање.

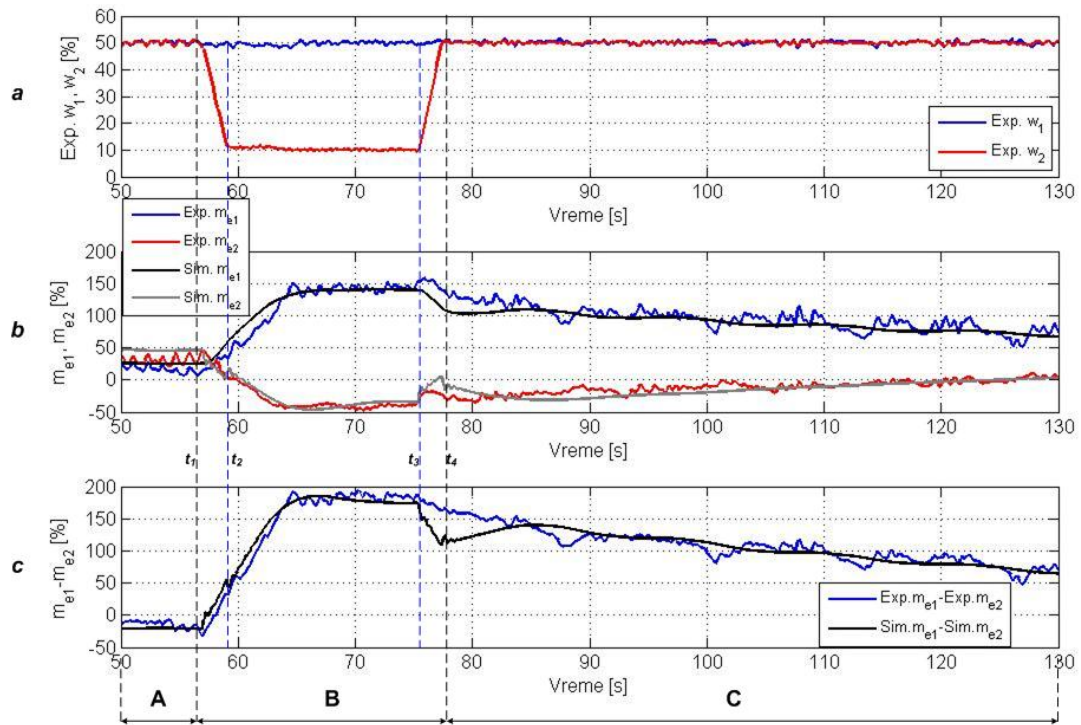
10.5.2. Резултати мерења и симулације – Експеримент 2



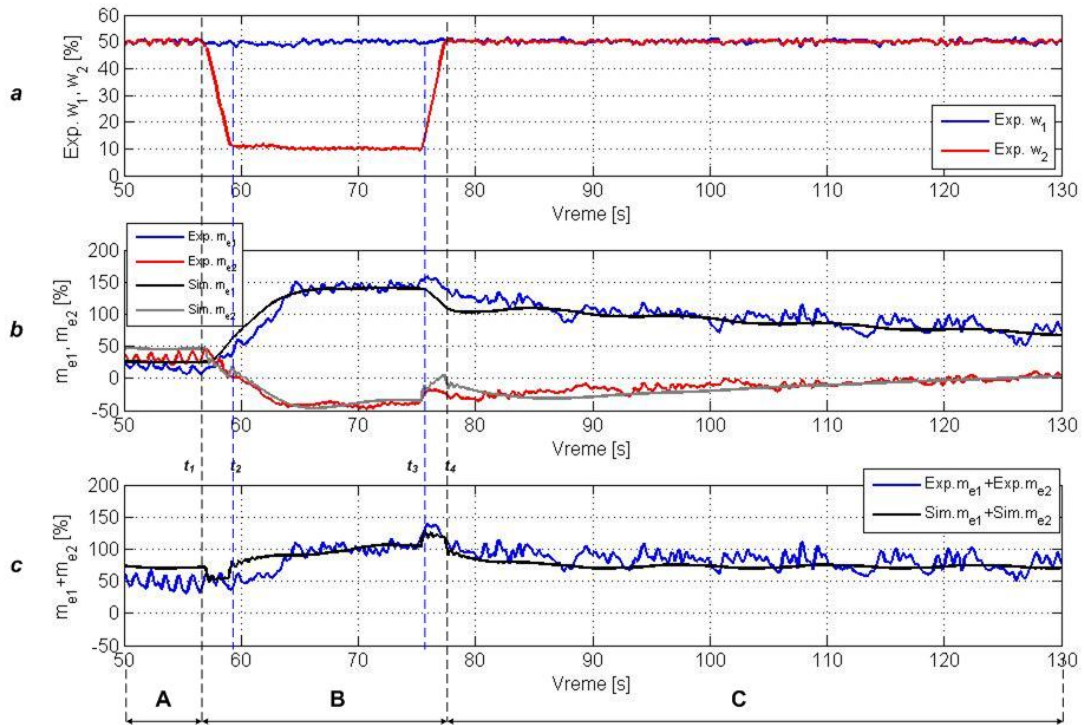
сл. 10.6 Измерене брзине у експерименту и добијене симулацијом на динамичком моделу _E2_0



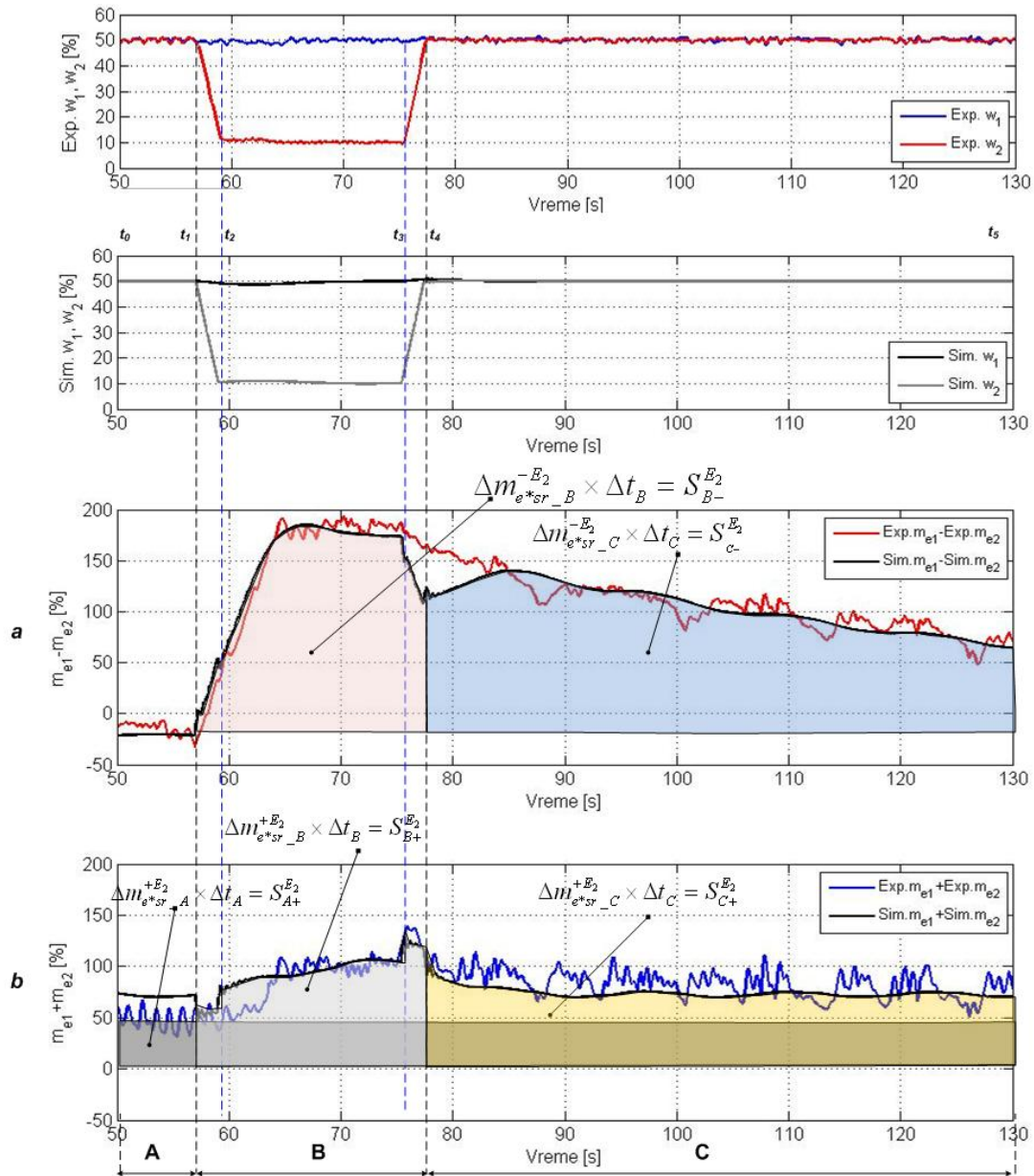
сл. 10.7 Резултати симулације експеримента бр.2 на динамичком моделу _E2_I



сл. 10.8 Резултати симулације и експериментално измерене величине, поређење разлика момената_E2_II



сл. 10.9 Резултати симулације и експериментално измерене величине, поређење збира момената_E2_III



сл. 10.10 Идентификација отпорних компоненти поређењем симулације са експериментом_E2_IV

10.5.3. Идентификација утицаја компоненти оптерећења – Експеримент 2

У другом експерименту „Е2“, слично као и у првом експерименту „Е1“, употребљене су релације из поглавља 10.2.6 као аналитичка основа за идентификацију појединачних компоненти оптерећења.

На дијаграму разлике тренутних вредности измерених момената сл. 10.10-а означене су површине које временска крива $\Delta m_{e^*}^{-E_2}(t)$ захвата са временском осом у току периода кретања „В“ и „С“. Производ средње вредности временски променљиве величине $\Delta m_{e^*}^{-E_2}(t)$ на датом интервалу и дужине трајања временског интервала једнак је посматраној површини: $\Delta m_{e^*sr_i}^{-E_2} \times \Delta t_i = S_{i}^{-E_2}$.

Дијаграм збира тренутних вредности измерених момената сл. 10.10-б. добијен је применом аритметичке операције сабирања над измереним тренутним вредностима момената мотора у експерименту „Е2“. На овом дијаграму означене су површине које временска крива $\Delta m_{e^*}^{+E_2}(t)$ захвата са временском осом у току периода кретања „А“, „В“ и „С“. Посматране површине једнаке су производу средње вредности временски променљиве величине $\Delta m_{e^*}^{+E_2}(t)$ на датом интервалу и дужине трајања временског интервала: $\Delta m_{e^*sr_i}^{+E_2} \times \Delta t_i = S_{i}^{+E_2}$.

За сваку карактеристичну фазу кретања двогусеничног возног механизма означене су површине на дијаграмима које се могу се приближно графички одредити. Приближно израчунавање одговарајуће средње вредности може се извршити према интезитету ових површина.

Табеларни приказ (таб. 10-3), у коме је дато приближно одређивање средњих вредности сума и разлика измерених момената у току експеримента „Е2“, урађен је на основу претходно описаног начина обраде експериментално добијених резултата.

таб. 10-3 Графо-аналитичка обрада измерених резултата у експерименту „Е2“

Фаза	Средња вредност x време = површина	Графичко одређивање површине	Срачунавање средње вредности
„А“	$\Delta m_{e^*sr_A}^{+E_2} \times \Delta t_A = \int_{t_0}^{t_1} \Delta m_{e^*}^{+E_2}(t)_A \cdot dt = S_{A+}^{E_2}$	$S_{A+}^{E_2}$	$\Delta m_{e^*sr_A}^{+E_2} = \frac{S_{A+}^{E_2}}{\Delta t_A}$
„В“	$\Delta m_{e^*sr_B}^{-E_2} \times \Delta t_B = \int_{t_1}^{t_4} \Delta m_{e^*}^{-E_2}(t)_B \cdot dt = S_{B-}^{E_2}$	$S_{B-}^{E_2}$	$\Delta m_{e^*sr_B}^{-E_2} = \frac{S_{B-}^{E_2}}{\Delta t_B}$
„В“	$\Delta m_{e^*sr_B}^{+E_2} \times \Delta t_B = \int_{t_1}^{t_4} \Delta m_{e^*}^{+E_2}(t)_B \cdot dt = S_{B+}^{E_2}$	$S_{B+}^{E_2}$	$\Delta m_{e^*sr_B}^{+E_2} = \frac{S_{B+}^{E_2}}{\Delta t_B}$
„С“	$\Delta m_{e^*sr_C}^{-E_2} \times \Delta t_C = \int_{t_4}^{t_5} \Delta m_{e^*}^{-E_2}(t)_C \cdot dt = S_{C-}^{E_2}$	$S_{C-}^{E_2}$	$\Delta m_{e^*sr_C}^{-E_2} = \frac{S_{C-}^{E_2}}{\Delta t_C}$
„С“	$\Delta m_{e^*sr_C}^{+E_2} \times \Delta t_C = \int_{t_4}^{t_5} \Delta m_{e^*}^{+E_2}(t)_C \cdot dt = S_{C+}^{E_2}$	$S_{C+}^{E_2}$	$\Delta m_{e^*sr_C}^{+E_2} = \frac{S_{C+}^{E_2}}{\Delta t_C}$

Према изведеној релацији јед. 10-34 у току периода „В“ експеримента „Е2“ подужна компонента силе трења на спољашњој гусеници је одређена следећим изразом:

$$F_{rx_1^*sr_B}^{E_2} = \frac{1}{1+a} \cdot \frac{\Delta m_{e^*sr_B}^{+E_2} - \Delta m_{e^*sr_A}^{+E_2}}{R_{pt_sr^*}} \quad \text{јед. 10-63}$$

Процена величине подужне компоненте силе трења на спољашњој гусеници у току периода кретања „В“ може се урадити ако се у претходну једначину уведу графички одређене површине са дијаграма сл. 10.10-б:

$$F_{rx1*sr_B}^{E_2} = \frac{1}{1+a} \cdot \frac{\frac{S_{B+}^{E_2}}{\Delta t_B} - \frac{S_{A+}^{E_2}}{\Delta t_A}}{R_{pt_sr*}} \quad \text{јед. 10-64}$$

Према изведеној релацији јед. 10-36 у току периода „В“ експеримента „E2“ подужна компонента силе трења на унутрашњој гусеници је одређена следећим изразом:

$$F_{rx2*sr_B}^{E_2} = \frac{a}{1+a} \cdot \frac{\Delta m_{e*sr_B}^{+E_2} - \Delta m_{e*sr_A}^{+E_2}}{R_{pt_sr*}} \quad \text{јед. 10-65}$$

Применом приближно графички одређених површина са дијаграма сл. 10.10-b у претходној једначини може се извршити процена величине подужне компоненте силе трења на унутрашњој гусеници у току периода кретања „В“:

$$F_{rx2*sr_B}^{E_2} = \frac{a}{1+a} \cdot \frac{\frac{S_{B+}^{E_2}}{\Delta t_B} - \frac{S_{A+}^{E_2}}{\Delta t_A}}{R_{pt_sr*}} \quad \text{јед. 10-66}$$

На основу односа $\Delta m_{e*sr_B}^{+E_2} > \Delta m_{e*sr_A}^{+E_2}$ између средњих вредности суме измерених момената у току експеримента и вредности константе $a < 1$ може се закључити да је подужна компонента силе трења спољашње гусенице већа од подужне компоненте силе трења унутрашње гусенице у току периода „В“ ($F_{rx1*sr_B}^{E_2} > F_{rx2*sr_B}^{E_2}$). Овај закључак који је изведен идентификацијом на основу графо-аналитичке обраде измерених момената у току експеримента „E2“, подудара се са резултатима добијеним симулацијом овог експеримента на динамичком моделу (сл. 10.7-с).

Средња вредност силе угаоне еластичне деформације конструкције у току фазе „В“ експеримента „E2“ рема изведеној релацији јед. 10-35 има следећи облик:

$$F_{KONST*sr_B}^{E_2} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \left[\Delta m_{e*sr_B}^{-E_2} - \frac{(1-a)}{(1+a)} \cdot (\Delta m_{e*sr_B}^{+E_2} - \Delta m_{e*sr_A}^{+E_2}) \right] \quad \text{јед. 10-67}$$

Применом приближно графички одређених површина са дијаграма сл. 10.10-a и сл. 10.10-b у претходној једначини може се извршити процена средње вредности силе угаоне еластичне деформације конструкције у току периода кретања „В“:

$$F_{KONST*sr_B}^{E_2} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \left[\frac{S_{B-}^{E_2}}{\Delta t_B} - \frac{(1-a)}{(1+a)} \cdot \left(\frac{S_{B+}^{E_2}}{\Delta t_B} - \frac{S_{A+}^{E_2}}{\Delta t_A} \right) \right] \quad \text{јед. 10-68}$$

На основу односа између средњих вредности разлике и суме измерених момената у експерименту „E2“, $\Delta m_{e*sr_B}^{-E_2} > (\Delta m_{e*sr_B}^{+E_2} - \Delta m_{e*sr_A}^{+E_2})$ може се закључити да сила која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције има већи утицај на динамику у току периода „В“ у односу на утицај подужних компоненти трења. Прегледом резултата добијених симулацијом експеримента „E2“ на динамичком моделу (сл. 10.7-с) може се уочити значајно већи утицај $F_{KONST*sr_B}^{E_2}$ од $F_{rx1*sr_B}^{E_2}$ и $F_{rx2*sr_B}^{E_2}$. Овакав међусобни однос компоненти оптерећења слаже се са претходним резултатом добијеним применом графо-аналитичке обраде измерених резултата при идентификацији компоненти оптерећења.

Очекивани резултат да у периоду „С“ не делују подужне компоненте силе трења потврђен је и применом услова $\Delta m_{e*sr_C}^{+E_2} = \Delta m_{e*sr_A}^{+E_2}$ према јед. 10-22. У току фазе „С“ експеримента „E2“ средња вредност силе угаоне еластичне деформације конструкције према изведеној релацији јед. 10-37 има следећи облик:

$$F_{KONST*sr_C}^{E_2} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \cdot \Delta m_{e*sr_C}^{-E_2} \quad \text{јед. 10-69}$$

Применом приближно графички одређених површина са дијаграма сл. 10.10-a у претходној једначини може се извршити процена средње вредности силе угаоне еластичне деформације конструкције у току периода кретања „С“:

$$F_{KONST*sr_C}^{E_2} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \cdot \frac{S_{C-}^{E_2}}{\Delta t_C}$$

јед. 10-70

Средња вредност силе угаоне еластичне деформације у периоду „С“ сразмерна је средњој вредности разлике измерених момената. Овај резултат идентификације компоненти оптерећења на основу графо-аналитичке обраде измерених момената мотора подудара се са резултатима добијеним симулацијом на динамичком моделу. У фази кретања „С“ временски дијаграм силе услед угаоне деформације конструкције (сл. 10.7-с) поклапа се временским кривама момената на сл. 10.7-б. Ова сразмера је уочљива на погону спољашње гусенице код кога асинхрони мотор ради у моторном режиму. Док код погона унутрашње гусенице потребно је узети у обзир да асинхрони мотор у овом погону ради у режиму кочења, као и да сила услед угаоне еластичне деформације конструкције подржава кретање спорије гусенице.

Подударањем резултата идентификације компоненти оптерећења на основу графо-аналитичке обраде измерених резултата у експерименту „Е2“ са резултатима симулације овог експеримента на динамичком моделу, извршена је посредна верификација динамичког модела.

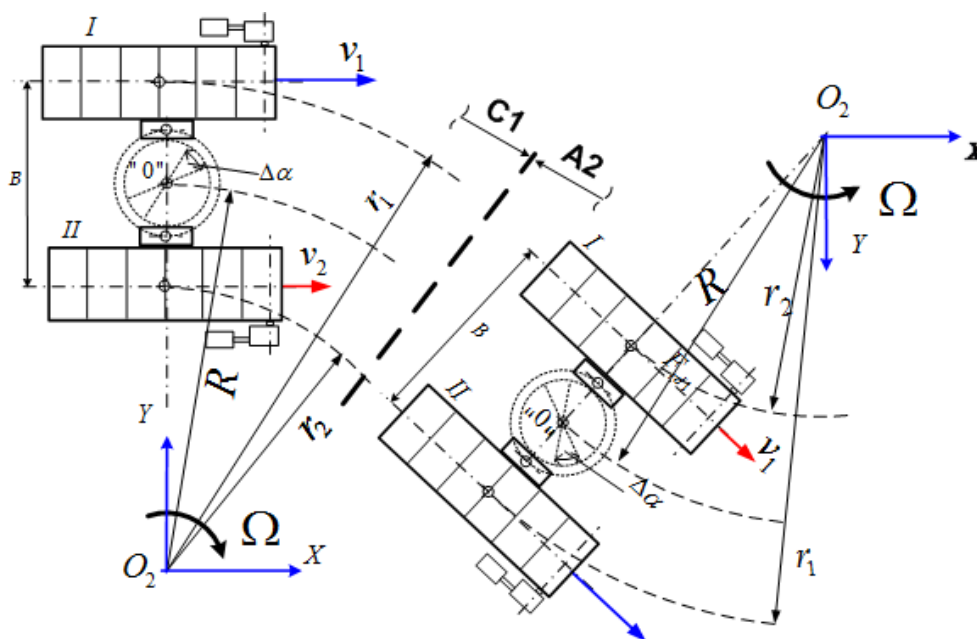
Овим поређењима разлике сл. 10.10-а и суме сл. 10.10-б измерених момената мотора у експерименту „Е2“ са разликом и сумом момената добијеним у симулацији, добијено је задовољавајуће слагање тренутних вредности измерених величина са симулираним уз одређена одступања. На овај начин додатно је верификован динамички модел двогусеничног возног механизма.

10.6. Експеримент 3 – Двострука промена смера кружног кретања

У циљу провере функционалности предложеног алгоритма управљања двогусеничног возног механизма извршена је континуална вожња са двоструком променом смера кружног кретања. Праволинијско кретање у овом експерименту одвијало се у смеру „напред“ који се поклапа са смером позитивног дела x –осе референтног система везаног за тло у односу на који се посматра кретање (сл. 10.11).

Ради систематизације резултата експеримента и резултата симулације на динамичком моделу, овом експерименту са континуалним кретањем у смеру „напред“ и двоструком променом смера кружног кретања додељена је ознака „Е3“. Двострука промена смера кружног кретања, која је учињена у току експеримента, састоји се суцесивном задавању полупречника кривине са промењеним смером кружног кретања при константној средњој брзини.

Након праволинијског кретања у смеру „напред“ задата је референца за полупречник кривине и смер кружног кретања у десно. Ознаке карактеристичних фаза кретања по кружној путањи које су раније дефинисане употребљене су у овом експерименту са одговарајућим индексима. Индекс „1“ је додељен првом кружном кретању у „десно“, док је кружном кретању у „лево“ које се дешава касније додељен индекс „2“. На сл. 10.11 означена је фаза „С1“ као режим праволинијског кретања који одвија након завршетка кретања по кружној путањи у смеру „десно“. Због континуалне вожње фаза „С1“ првог кружног кретања, преклапа се са фазом „А2“ наредног кружног кретања.



сл. 10.11 Двострука промена смера скретања при вожњи „напред“

Након одређеног периода, без заустављања задато је кружно кретање у смеру „лево“ са истим полупречником кривине и истом средњом брзином. У експерименту „Е3“ са двоструком променом смера кретања по кривини долази до промене улоге гусеница. Код првог кружног кретања гусеница I је спољашња, док је гусеница II унутрашња. У другом кретању по кружној путањи („А2“, „В2“ и „С2“) улога гусеница је промењена.

У претходно описаним експериментима („Е1“ и „Е2“) структура динамичког модела сл. 8.8 је верификована кроз поређење измерених величина момената и брзина са симулираним величинама одговарајућих момената и брзина.

У одељку 7.4 аналитички је изведена зависност отпорних компоненти у току кретања по кружној путањи. На основу ових релација може се закључити да отпорне компоненте поред зависности од полупречника кружне путање зависе и од компоненти релативних брзина према тлу. У одељку 5.3 изведено је да релативне брзине по x и y осама нису исте на спољашњој и унутрашњој

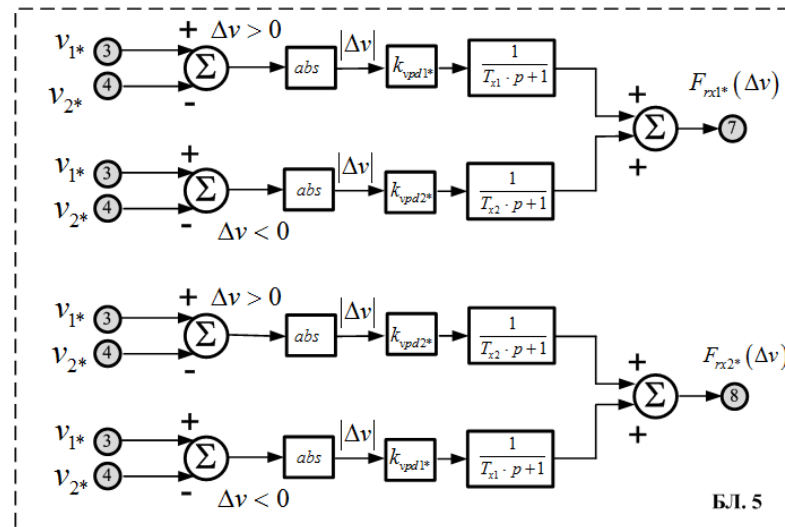
гусеници. Динамички модел двогусеничног возног механизма сл. 8.8 не узима у обзир промену отпорних компоненти при промени смера кружног кретања. Ово је ограничавајући фактор да се динамички модел (сл. 8.8) може применити за моделовање континуалне вожње са двоструком променом смера кружног кретања.

У циљу даље верификације динамичког модела кроз његову примену за моделовање сложених кретања двогусеничног возног механизма, као што је описано кретање у експерименту „Е3“, извршена је модификација делова динамичког модела. Делови који су измењени означени су динамичком моделу на сл. 8.8 са БЛ.5 и БЛ.6. Део динамичког модела којим је уважен утицај подужних силе трења у току кретања по кружној путањи је БЛ.5 (сл. 8.6). Са делом динамичког модела (сл. 8.7) који је означен као БЛ.6, уважава се утицај попречне компоненте силе трења.

На блок дијаграмима (сл. 8.6) јасно се уочава да све компоненте силе трења зависе од апсолутне вредности разлике брзина. Коефицијенти трења сразмерни су апсолутној вредности разлике брзина без обзира на смер обртања око вертикалне осе при кретању по кружној путањи (скретање у лево или у десно).

С друге стране, према изведеној релацији у јед. 5-8 која важи у току кружног кретања, од разлике брзина зависи и полупречник кружне путање. Наиме, да би се доследно описала динамика потребно је уважити и промењену улогу гусеница у току промене смера кружног кретања. Величина која директно утиче на промену улоге гусеница и на све компоненте отпорних сила је управо предзнак испред променљиве Δv .

На основу ових чињеница изведен је и закључак о потребној модификацији делова динамичког модела, а то је да се у зависности од промене знака Δv уведу у динамички модел и промене улога коефицијената трења и временских константи. На сл. 10.12 је приказан модификовани блок дијаграм дела у динамичком моделу који у зависности од знака разлике брзина Δv одређује подужне компоненте силе трења.



сл. 10.12 Модификовани блок дијаграм подужних отпорних сила

Промена знака Δv не утиче на природу силе трења, већ на уважавање измењених услова кретања. У току првог кретања по кружној путањи („А1“, „В1“ и „С1“) разлика брзина је већа од нуле $\Delta v > 0$, и подужне компоненте силе трења су одређене са јед. 10-71 и јед. 10-73. У току дугог дела континуалне вожње („А2“, „В2“ и „С2“) кретање по кружној путањи са промењеним смером кривине остварује се при негативној разлици брзина $\Delta v < 0$. Изразима у јед. 10-72 и јед. 10-73 одређене су подужне компоненте силе трења при овом кретању.

Претходни блок дијаграм (сл. 10.12) за две вредности разлике брзина може се аналитички изразити преко следећих једначина:

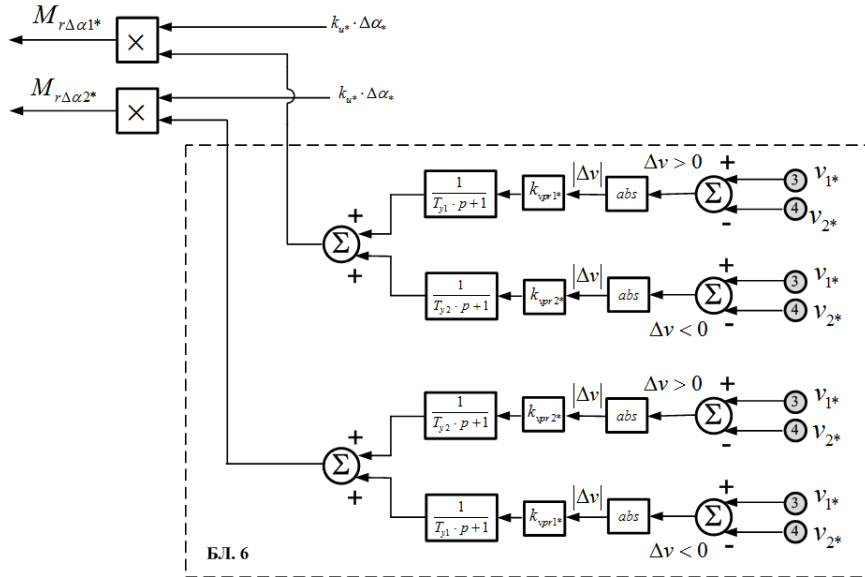
$$F_{rx1*}(t, |\Delta v_*|) = k_{vpd1*} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t} \right) \cdot |\Delta v_*|, \quad \Delta v_* > 0 \quad \text{јед. 10-71}$$

$$F_{rx1*}(t, |\Delta v_*|) = k_{vpd2*} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t} \right) \cdot |\Delta v_*|, \quad \Delta v_* < 0 \quad \text{јед. 10-72}$$

$$F_{rx2*}(t, |\Delta v_*|) = k_{vpd2*} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x2}} t} \right) \cdot |\Delta v_*|, \quad \Delta v_* > 0 \quad \text{јед. 10-73}$$

$$F_{rx2*}(t, |\Delta v_*|) = k_{vpd1*} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{x1}} t} \right) \cdot |\Delta v_*|, \quad \Delta v_* < 0 \quad \text{јед. 10-74}$$

Блок дијаграм БЛ.6 који је дат на сл. 8.7 у основном динамичком моделу (сл. 8.8), измењен је уважавањем услова да промена знака Δv одређује промену улоге коефицијената трења и временских константи између отпорних момената сваке гусенице. Модификовани блок дијаграм отпорног момента трења на гусеницама приказан је на сл. 10.13.



сл. 10.13 Модификовани блок дијаграм отпорног момента трења за обе гусенице

Аналитички изрази који описују блок дијаграм са претходне слике дати су следећим једначинама:

$$M_{r\Delta\alpha 1*}(t, \Delta\alpha, |\Delta v|) = k_{vpr.1} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y1}} t} \right) \cdot |\Delta v_*| \cdot k_{u*} \cdot \Delta\alpha_*, \quad \Delta v_* > 0 \quad \text{јед. 10-75}$$

$$M_{r\Delta\alpha 1*}(t, \Delta\alpha, |\Delta v|) = k_{vpr.2} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y2}} t} \right) \cdot |\Delta v_*| \cdot k_{u*} \cdot \Delta\alpha_*, \quad \Delta v_* < 0 \quad \text{јед. 10-76}$$

$$M_{r\Delta\alpha 2*}(t, \Delta\alpha, |\Delta v|) = k_{vpr.2} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y2}} t} \right) \cdot |\Delta v_*| \cdot k_{u*} \cdot \Delta\alpha_*, \quad \Delta v_* > 0 \quad \text{јед. 10-77}$$

$$M_{r\Delta\alpha 2*}(t, \Delta\alpha, |\Delta v|) = k_{vpr.1} \left(1 - e^{-\frac{1}{T_{y1}} t} \right) \cdot |\Delta v_*| \cdot k_{u*} \cdot \Delta\alpha_*, \quad \Delta v_* < 0 \quad \text{јед. 10-78}$$

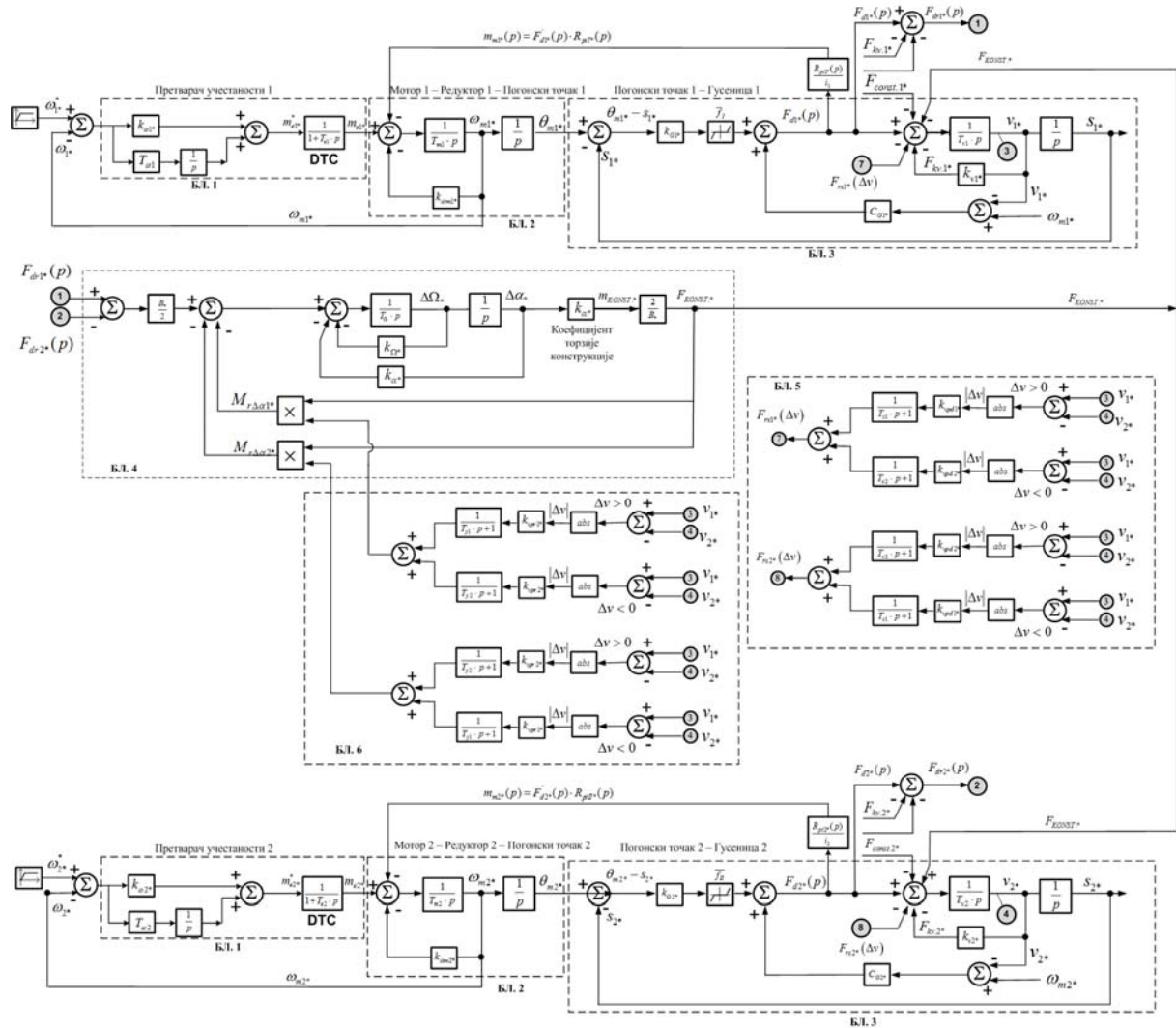
У току првог кретања по кружној путањи („A1“, „B1“ и „C1“) разлика брзина је већа од нуле $\Delta v > 0$, и отпорни моменти трења одређени су јед. 10-75 и јед. 10-77. Изразима у јед. 10-76 и јед. 10-78 одређени су отпорни моменти трења при кретању („A2“, „B2“ и „C2“) када разлика брзина има негативну вредност $\Delta v < 0$.

Отпорни момент трења као физичка величина која описује отпор обртању око вертикалне осе погона двогусеничног транспорта при кретању по кружној путањи сразмеран је коефицијенту попречног трења и сили која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције.

Коефицијент попречног трења (који не мења предзнак) зависи од апсолутне вредности разлике брзина. Сила која потиче од угаоне деформације конструкције сразмерна је угаоној деформацији (јед. 7-107). На основу претходних зависности отпорни момент трења је сразмеран апсолутној вредности разлике брзина и угаоној деформацији.

10.6.1. Модификовани динамички модел двогусеничног возног механизма

Блок дијаграм динамичког модела двогусеничног возног механизма који је коришћен за моделовање континуалне вожње двогусеничног возног механизма са двоструком променом смера кружног кретања приказан је на следећој слици:



сл. 10.14 Модификовани динамички модел двогусеничног возног механизма

Неопходне модификације у односу на основни динамички модел на сл. 8.8 учињене су у блоковским подцелинама које су означене са БЛ.5 и БЛ.6. Промена подужних компоненти отпорних сила при оваквој вожњи узете су у обзир модификацијама дела блок дијаграма БЛ.5, који је детаљно приказан на сл. 10.12 и описан изразима од јед. 10-71 до јед. 10-73.

Изменама у делу блок дијаграма са ознаком БЛ.6 узете су обзир промене отпорних момената трења при двострукој континуалној промени смера кривине кружног кретања. Извршене измене су детаљно описане релацијама од јед. 10-75 до јед. 10-78 и приказане на сл. 10.13.

10.6.2. Опис резултата – Експеримент 3

На дијаграму сл. 10.15-а приказане су криве тренутних вредности брзина мотора које су измерене у току описане вожње са двоструком променом смера кретања по кружној путањи. На дијаграму сл. 10.15-б приказане су криве тренутних вредности брзина мотора које су добијене симулацијом описане вожње у експерименту „Е3“ на модификованом динамичком моделу двогусеничног возног механизма. Усвојено је да позитивне вредности брзина мотора са дијаграма на сл. 10.15 означавају да се ради о праволинијском кретању возног механизма у смеру „напред“, као што је приказано на сл. 10.11.

У тренутку $t_1=25$ s, брзина мотора гусенице II почиње да опада по дефинисаној рампи до нове вредности $\omega_2=0,45$ [r.j.] коју достиже у $t_2=28$ s. Кретање са константном разликом брзина траје до $t_3=39$ s када брзина ω_2 мотора гусенице II почиње да расте по рампи до номиналне вредности коју достиже у $t_4=42$ s. У току периода од t_1 до t_4 , која је означена као фаза „В1“, двогусенични возни механизам креће се по кружној путањи са смером кретања „десно“ који приказан на сл. 10.11.

Кретање по праволинијској путањи након завршетка фазе „В1“ почиње у 42 секунди и траје до 50 секунде. Овај период после првог кретања по кружној путањи означен је као фаза „С1“, истовремено представља и фазу „А2“ која претходи другом кретању по кружној путањи.

У тренутку $t_5=50$ s, брзина мотора гусенице I почиње да опада по дефинисаној рампи до нове вредности $\omega_1=0,45$ [r.j.] коју достиже у $t_6=53$ s. Кретање са константном разликом брзина траје до $t_7=62$ s када брзина ω_1 мотора гусенице I почиње да расте по рампи до номиналне вредности коју достиже у $t_8=65$ s. У току периода од t_5 до t_8 , која је означена као фаза „В2“, двогусенични возни механизам креће се по кружној путањи са смером кретања „лево“ који приказан на сл. 10.11. Фаза „С2“ праволинијског кретања након кретања по кружној путањи на дијаграму траје од 65 секунде до 120 секунде.

Квантитативна анализа динамике регулисаног двомоторног електричног погона који покреће двогусенични возни механизам у току дефинисаних фаза експеримента „Е3“ урађена је на модификованом динамичком моделу (сл. 10.14).

Кретање по кружној путањи двогусеничног возног механизма последица је постојања разлике брзина, односно разлика брзина је различита од нуле $\Delta v \neq 0$. При томе без обзира на смер кретања по кружној путањи, апсолутна вредност разлике брзина већа је од нуле $|\Delta v| > 0$.

Додатне отпорне силе делују само у току кретања по кружној путањи, у фазама „В1“ и „В2“. Угаона еластична деформација конструкције настаје при кретању гусеница различитом брзинама и настављају своје деловање у континуитету и при праволинијском кретању у фазама „С1“ и „С2“.

Према једначинама (јед. 10-71 до јед. 10-74) подужне отпорне компоненте силе трења сразмерне су апсолутној вредности разлике брзина. Отпорни момент трења сразмеран је апсолутној вредности разлике брзина и угаоној еластичној деформацији $\Delta \alpha$ према изразима од јед. 10-75 до јед. 10-78.

Све отпорне компоненте у току кретања по кружној путањи су променљиве у времену при чему су ове промене апроксимирани експоненцијалним законом. Временске константе ових промена зависе од компоненти релативних брзина према тлу. За подужне отпорне компоненте временске константе су дате јед. 7-62 и јед. 7-63, док су временске константе за попречне отпорне компоненте дате изразима у јед. 7-66 и јед. 7-67.

На сл. 10.16 приказани су дијаграми брзина мотора (сл. 10.16-а), дијаграми момената мотора (сл. 10.16-б), дијаграми компоненти отпорних сила, отпорног момента и сила сразмерна угаоној еластичној деформацији конструкције (сл. 10.16-с). Сви дијаграми на овој слици добијени су симулацијом комбиноване вожње приказане на сл. 10.11. Симулација комбиноване вожње из експеримента „Е3“ извршена је на модификованом динамичком моделу двогусеничног возног механизма (сл. 10.14).

Најпре су описане промене отпора кретања у току првог кретања по кружној путањи, у периоду $t_1 < t < t_4$, (фаза „В1“).

Подужна компонента силе трења $F_{rx*1}(t)$ спољашње гусенице у току прве вожње има већи интезитет у односу подужну компоненту силе трења унутрашње гусенице, односно важи однос $F_{rx*1}(t) > F_{rx*2}(t)$ у току периода $t_1 < t < t_4$. При томе је временска константа T_{x1} мања од T_{x2} јер важи однос између подужних компоненти релативних брзина спољашње и унутрашње гусенице $v_{x1} > v_{x2}$. Претходно описани услови могу се написати у следећем облику:

$$\left. \begin{array}{l} F_{rx1*}(t) > F_{rx2*}(t) \\ T_{x1} < T_{x2}, v_{x1*} > v_{x2*} \end{array} \right\} t_1 < t < t_4, \Delta v > 0 \quad \text{јед. 10-79}$$

Отпорни момент трења противи се обртном кретању око вертикалне осе и сразмеран је угаоној деформацији конструкције и апсолутној разлици брзина. На сл. 10.16 –с са M_r означена је сума отпорних момената трења за обе гусенице (јед. 10-75 и јед. 10-77). При константној разлици брзина временска промена сумарног отпорног момента трења $M_r(t)$ зависи од промене угаоне еластичне деформације $\Delta\alpha$ и од експоненцијалних функција које зависе од попречних компоненти релативних брзина према тлу. Угаона еластична деформација $\Delta\alpha$ је позитивна у овом периоду, а како је $|\Delta v| > 0$ то је и отпорни момент трења позитиван $M_r(t) > 0$.

Промена угла еластичне деформације конструкције у току првог кретања по кружној путањи, фаза „В1“, описана је јед. 8-84 која уважава дејство спрега динамичких сила на конструкцију доње градње рударске машине. Момент торзије конструкције сразмеран је промени угаоне еластичне деформације. Компонента силе оптерећења гусенице која потиче од торзионог момента конструкције је дата са јед. 8-89 и такође зависи од промене угаоне еластичне деформације.

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta\alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega*} \frac{d\Delta\alpha_*}{dt} + k_{\alpha*} \Delta\alpha_* = (F_{dr1*} - F_{dr2*}) \frac{B_*}{2} - M_{r\Delta\alpha1*} - M_{r\Delta\alpha2*} \quad t_1 < t < t_4, \Delta v > 0$$

$$F_{KONST*} = \frac{2}{B_*} k_{\alpha*} \cdot \Delta\alpha_* \quad t_1 < t < t_4, \Delta v > 0$$

На сл. 10.16–с са F_{KON} означена је сила оптерећења гусенице која потиче од торзионог момента конструкције. У периоду $t_1 < t < t_4$, при $\Delta v > 0$ ова сила расте сразмерно порасту угаоне деформације $\Delta\alpha$.

У интервалу $t_3 < t < t_4$ у оквиру фазе „В1“ брзина v_2 расте по одређеној временској рампи што доводи до појаве динамичке компоненте силе која повећава оптерећење погона гусенице II. На дијаграму сл. 10.16 –b у овом интервалу јасно се уочава промена момента m_{e2} . Поменуто динамичко оптерећење повећава силу F_{dr2*} (јед. 10-39) и утиче на смањивање спрега сила $F_{dr1*} - F_{dr2*}$, што има за последицу почетак процеса опадања $\Delta\alpha$ према изразу у јед. 8-84.

Након завршетка кретања по кружној путањи у смеру „десно“ у периоду $t_4 < t < t_5$ означеног као фаза „С1“, одвија се праволинијско кретање при једнаким брзинама гусеница, односно разлика брзина је $\Delta v = 0$. Важна појава која утиче на динамику двогусеничног возног механизма је та да након завршетка кретања по кружној путањи и даље постоји значајна вредност силе која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције.

Промена угла еластичне деформације конструкције у току фазе „С1“, описана је јед. 10-47, у којој не постоји спрег динамичких сила и угао еластичне деформације има тенденцију опадања у овој фази кретања:

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta\alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega*} \frac{d\Delta\alpha_*}{dt} - k_{\alpha*} \Delta\alpha_* = 0 \quad t_4 < t < t_5, \Delta v = 0$$

Достигнута вредност угаоне еластичне деформације на крају фазе „В1“ $\Delta\alpha(t_5)$ је почетна вредност за горњу хомогену једначину у овој фази „С1“. Сила која потиче од угаоне еластичне деформације делује на гусенице и њој се супротставља отпор праволинијског кретања.

Друго кретање по кружној путањи одвија се у периоду $t_5 < t < t_8$ (фаза „B2“), у току кога је разлика брзина негативна $\Delta v < 0$. Промена предзнака разлике брзина утиче на промену улога гусеница у току другог кретања по кружној путањи. При томе ова промена не утиче на промену деловања компоненти отпорних сила јер апсолутна вредност разлике брзина остаје иста као и у претходном кретању по кривини $|\Delta v_1| = |\Delta v_2| = |\Delta v|$.

Подужне компоненте отпорних сила супротстављају се праволинијском кретању, односно делују у супротном смеру од смера подужних компоненти релативних брзина према тлу. У току континуалне вожње смер праволинијског кретања се није мењао и сходно овоме смер деловања подужних отпорних компоненти сила остаје исти као у првом делу вожње, што је добијено као резултат симулације на динамичком моделу и приказано на дијаграму сл. 10.16-с.

Подужна компонента силе трења $F_{rx*1}(t)$ у унутрашњој гусеници I у току друге дела вожње има мањи интезитет у односу подужну компоненту силе трења спољашње гусенице II , односно важи $F_{rx*1}(t) < F_{rx*2}(t)$ у току периода $t_5 < t < t_8$. При томе је временска константа T_{x1} већа од T_{x2} јер важи однос између подужних компоненти релативних брзина спољашње и унутрашње гусенице $v_{x1} < v_{x2}$.

$$\left. \begin{array}{l} F_{rx1*}(t) < F_{rx2*}(t) \\ T_{x1} > T_{x2}, v_{x1} < v_{x2} \end{array} \right\} t_5 < t < t_8, \Delta v < 0 \quad \text{јед. 10-80}$$

У интервалу $t_5 < t < t_6$ брзина v_1 опада услед чега постоји динамичка компонента силе која смањује оптерећење погона гусенице I . На дијаграму сл. 10.16 –b у овом интервалу јасно се уочава промена момента m_{e1} услед почетка кочења мотора гусенице I . Поменуто динамичко оптерећење смањује силу F_{dr1*} (јед. 10-38) и утиче на смањивање спрега сила $F_{dr1*} - F_{dr2*}$, што има за последицу наставак опадања $\Delta\alpha$ са већим нагибом према временској оси.

Са опадањем $\Delta\alpha$ сразмерно опада и сила $F_{kon.}$, што има за последицу да спрег динамичких сила (јед. 10-40) промени знак, односно смер деловања. Услед промене односа између подужних компоненти отпорних сила и њихова разлика мења знак $F_{rx1*} - F_{rx2*} < 0$, што такође утиче на промену смера деловања спрега динамичких сила. Кретање се наставља по кружној путањи у „лево“ при чему угаона еластична деформација конструкције мења знак и повећава се у супротном смеру због промењеног смера деловања спрега динамичких сила.

Промена угла еластичне деформације конструкције у току другог дела кретања по кружној путањи, фаза „B2“, описана је изразом који има исти облик као у јед. 8-84, али са промењеним смером деловања спрега динамичких сила на конструкцију доње градње рударске машине:

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta\alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega_*} \frac{d\Delta\alpha_*}{dt} + k_{\alpha_*} \Delta\alpha_* = (F_{dr1*} - F_{dr2*}) \frac{B_*}{2} - M_{r\Delta\alpha1*} - M_{r\Delta\alpha2*} \quad t_5 < t < t_8, \Delta v < 0$$

$$(F_{dr1*} - F_{dr2*}) < 0, M_{r\Delta\alpha1*} + M_{r\Delta\alpha2*} < 0$$

У току вожње по кружној путањи отпорни момент трења противи се обртном кретању око вертикалне осе, односно делује у супротном смеру од смера попречних компоненти релативних брзина према тлу. У току континуалне вожње смер обртног око вертикалне осе кретања је промењен, сходно овоме и смер деловања отпорног момента трења је промењен у односу на први део вожње. Угаона еластична деформација је негативна у овом периоду $\Delta\alpha < 0$, а сразмерно њој и отпорни момент трења је негативан $M_r(t) < 0$. На дијаграму сл. 10.16-с је приказана крива отпорног момента трења $M_r(t)$ добијена као резултат симулације на модификованом динамичком моделу на којој се виде промене деловања отпорног момента трења у фазама „B1“ и „B2“. Ове промене отпорног момента трења сразмерне су променама силе угаоне еластичне деформације конструкције

$$F_{konst*} = \frac{2}{B_*} k_{\alpha_*} \cdot \Delta\alpha_* \quad t_5 < t < t_8, \Delta v < 0$$

Сила која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције делује на гусенице сразмерна је промени угаоне деформације $\Delta\alpha$. Према дијаграму сл. 10.16 –с сила $F_{kon.}$ у овом периоду расте у негативном смеру до тренутка t_7 .

У интервалу $t_7 < t < t_8$ у оквиру фазе „В2“ брзина v_1 расте при чему делује динамичка компонента силе која повећава оптерећење погона гусенице I . На дијаграму сл. 10.16 –b у овом интервалу јасно се уочава промена момента мотора m_{e1} , који је у режиму кочења. Поменуто динамичко оптерећење утиче на смањење негативне вредности спрега сила $F_{dr1*} - F_{dr2*}$, што има за последицу почетак опадања негативне вредности $\Delta\alpha$ према изразу у јед. 8-84.

Након завршетка кретања по кружној путањи у смеру „лево“ у периоду $t_8 < t < 120$ s означеног као фаза „С2“, одвија се праволинијско кретање при једнаким брзинама гусеница, односно разлика брзина је $\Delta v = 0$. Промена угла еластичне деформације конструкције у току фазе „С2“, описана је јед. 10-47, у којој не постоји спрег динамичких сила и угао еластичне деформације наставља да опада до нулте вредности:

$$T_{\Omega} \frac{d^2 \Delta \alpha_*}{dt^2} + k_{\Omega*} \frac{d \Delta \alpha_*}{dt} - k_{\alpha*} \Delta \alpha_* = 0 \quad t_8 < t < 120s, \Delta v = 0$$

Достигнута вредност угаоне еластичне деформације на крају фазе „В2“ је негативна $\Delta\alpha(t_8) < 0$ и представља почетну вредност за прелазни процес описан са јед. 10-47.

Претходна једначина описује прелазни процес промене угаоне деформације конструкције, који се дешава и по престанку деловања узрока његовог настанка. Узрок настанка угаоне деформације конструкције је спрег динамичких сила који у фази „С2“ не делује јер је једнак нули. Ово је описано хомогеном диференцијалном једначином другог реда (јед. 10-47) по променљивој $\Delta\alpha(t)$.

У току праволинијског кретања које претходи првом кретању по кружној путањи, фаза „А1“, управљачки систем одржава једнаке брзине при чему су измерени неједнаки momenti на моторима (сл. 10.17-б). Неједнаки momenti мотора у овој фази кретања последица су различите затегнутости гусеница на почетку кретања.

У динамичком моделу су на основу претпостављених промена за отпорне компоненте добијени резултати симулације у виду временских дијаграма момената мотора који су приказани на сл. 10.16 –b. Уочени неједнаки momenti мотора у фази кретања „А1“ на измереним тренутним вредностима момената мотора, (сл. 10.17-б) узети су у обзир у динамичком моделу са одговарајућом почетном вредношћу у делу блок дијаграма (БЛ.4) којим се моделује утицај конструкције на оптерећење мотора гусеница.

У току вожње у фазама „В1“ и „В2“ (сл. 10.16 –b) мотори бивају наизменично један у моторном режиму а други у режиму кочења при различитим брзинама. Како су два режима кретања по кружној путањи са истим полупречником кривине, односно са истом задатом разликом брзина, логично је било претпоставити и симетричну промену момената на моторима у моторним и генераторским режимима. Међутим, у експерименту „Е3“ измерене вредности показују несиметричну промену момената мотора када мотори имају исту улогу у два процеса кретања по кружној путањи са истим полупречником кривине. Ово неслагање се може објаснити различитим моментима на почетку кретања у току фазе „А1“, а који су последица претходног незавршеног прелазног процеса кретања по праволинијској путањи који се одвијао пре експеримента „Е3“.

Да би се урадила упоредна анализа измерених вредности у току експеримента „Е3“ са моделованим, и на тај начин извршила верификација модификованог динамичког модела неопходна је синхронизација измерених тренутних вредности у току експеримента „Е3“ и симулираних тренутних вредности истих физичких величина.

У ову сврху на посебној слици (сл. 10.15) упоређене су временске зависности измерених брзина са временским зависностима симулираних брзина за дати режим вожње двогусеничног возног механизма. Карактеристични тренутци на оба дијаграма сл. 10.15-а и сл. 10.15-б графички се поклапају тако да се на основу овога слагања може закључити да је испуњен постављени критеријум о синхронизацији.

На свим сликама за анализу резултата у току експеримента „Е3“, повучене су вертикалне помоћне линије које поред основне намене за синхронизацију дијаграма на једној слици имају улогу да олакшају праћење међусобно повезаних прелазних процеса. Свака помоћна линија је означена са симболом за временски тренутак у којем се сече са временском осом графика.

Сваки дијаграм у оквиру једне слике означен је допунском словном ознаком са леве стране. Карактеристичне фазе процеса вожње су означене према усвојеном систему обележавања.

На сл. 10.17-б приказани су дијаграми тренутних вредности измерених момената мотора и у току експеримента „ЕЗ“, који су синхронизовани са дијаграмима измерених брзина сл. 10.17-а, тако да заједно пружају прегледну слику о регулисаном двомоторном погону са променљивом механичком спрегом у току описаних промена брзина. Са измереним вредностима на дијаграму сл. 10.17-б приказани су и временски дијаграми момената мотора добијених симулацијом истог експеримента „ЕЗ“ у модификованом динамичком моделу (сл. 10.14) двогусеничног возног механизма.

Графичка компарација на сл. 10.17-б тренутних вредности измерених момената мотора и тренутних вредности момента мотора добијених симулацијом у модификованом динамичком моделу показује задовољавајуће слагање кривих уз одређена одступања.

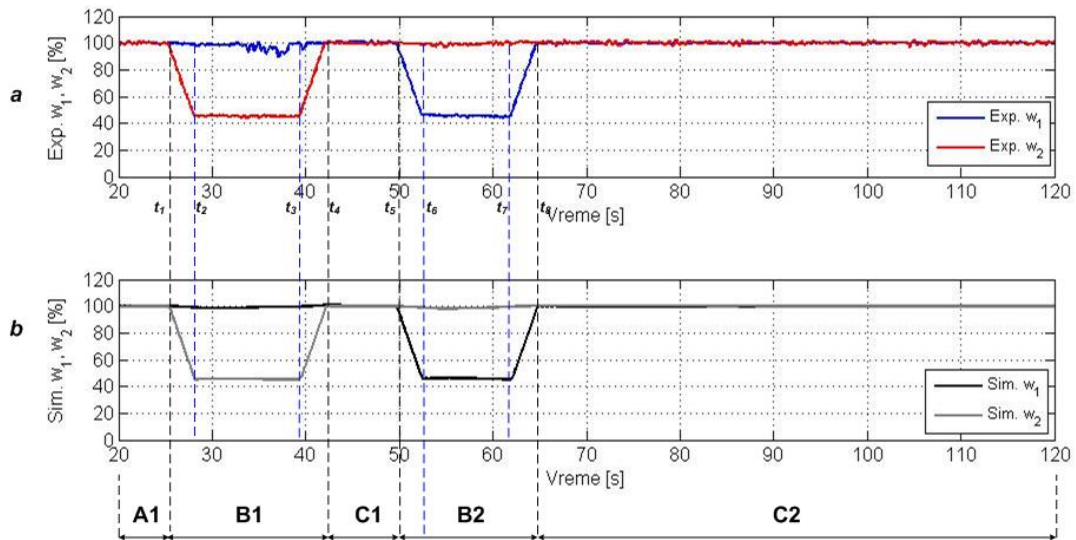
Резултати симулације брзина погона гусеница за овај експеримент дати су на дијаграму сл. 10.16-а при чему постоји слагање са тренутним вредностима измерених брзина које су дате на дијаграма сл. 10.17-а и сл. 10.18-а.

На основу слагања резултата добијених на моделу са експериментом верификован је и приступ у одређивању утицаја појединих компоненти отпора и променљиве механичке спреге на динамику двогусеничног возног механизма. Ово даје посебну погодност за сагледавање и уважавање утицаја оних физичких величина које није могуће мерити, а њихов утицај је изузетно велик на динамику двогусеничног возног механизма.

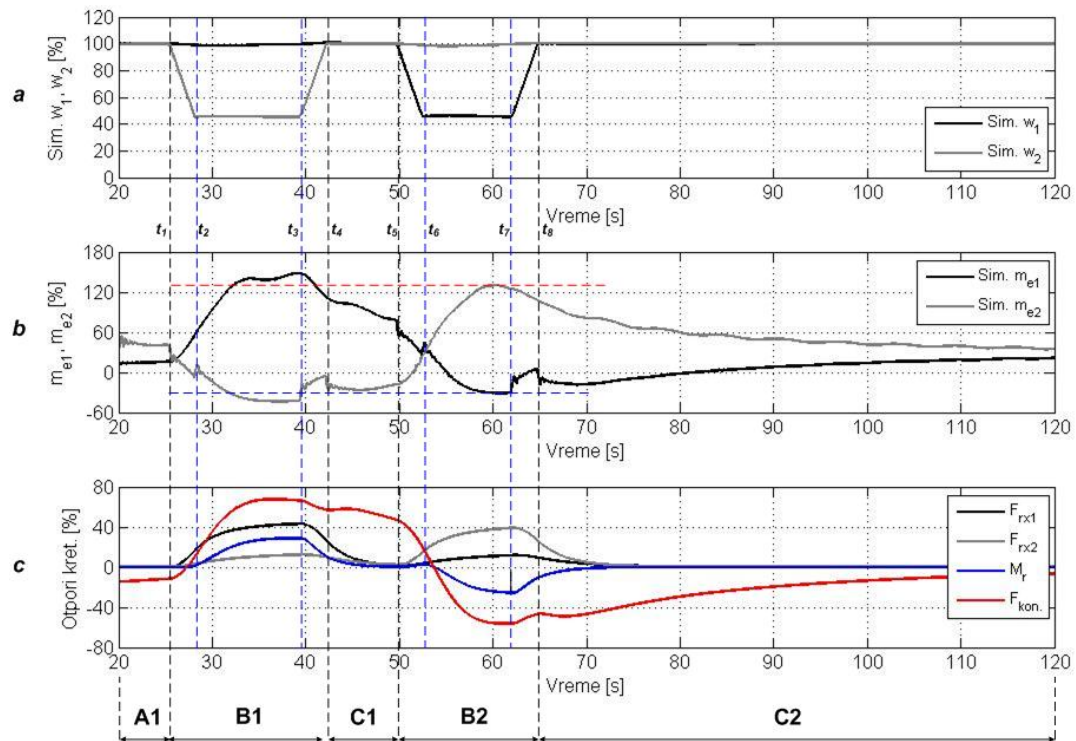
Одступања измерених тренутних вредности момената мотора од тренутних вредности добијених симулацијом на динамичком моделу последица су утицаја неравнина тла које су стохастичке природе. Овај утицај долази до изражаја када се има у виду да се ради о неурбаним трасама на површинским коповима по којима се крећу рударске машине помоћу гусеничних возних механизма.

Други фактор који утиче на одступање моделованих резултата од експерименталних, а који није обухваћен у динамичком моделу, је динамика тракача (пасивних точкава) преко којих се преноси вертикално оптерећење на гусеницу. У литератури се овај утицај узима у обзир тако што се претпостави да вертикални притисак на гусеницу није константан већ да има просторну хармонијску расподелу која одговара просторној расподели пасивних точкава дуж гусенице. Међутим, овакав приступ би значајно усложио модел, поготову при израчунавању компоненти релативних брзина према тлу у току кретања по кружној путањи и уважавања њиховог утицаја на компоненте трења.

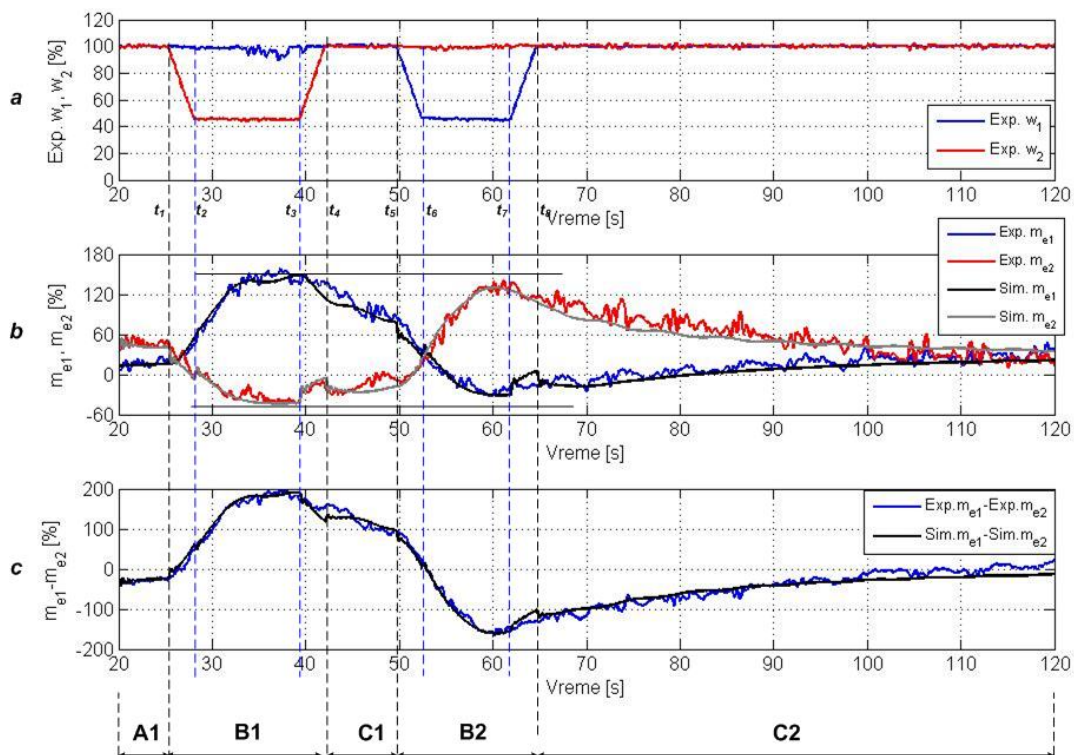
10.6.3. Резултати мерења и симулације – Експеримент 3



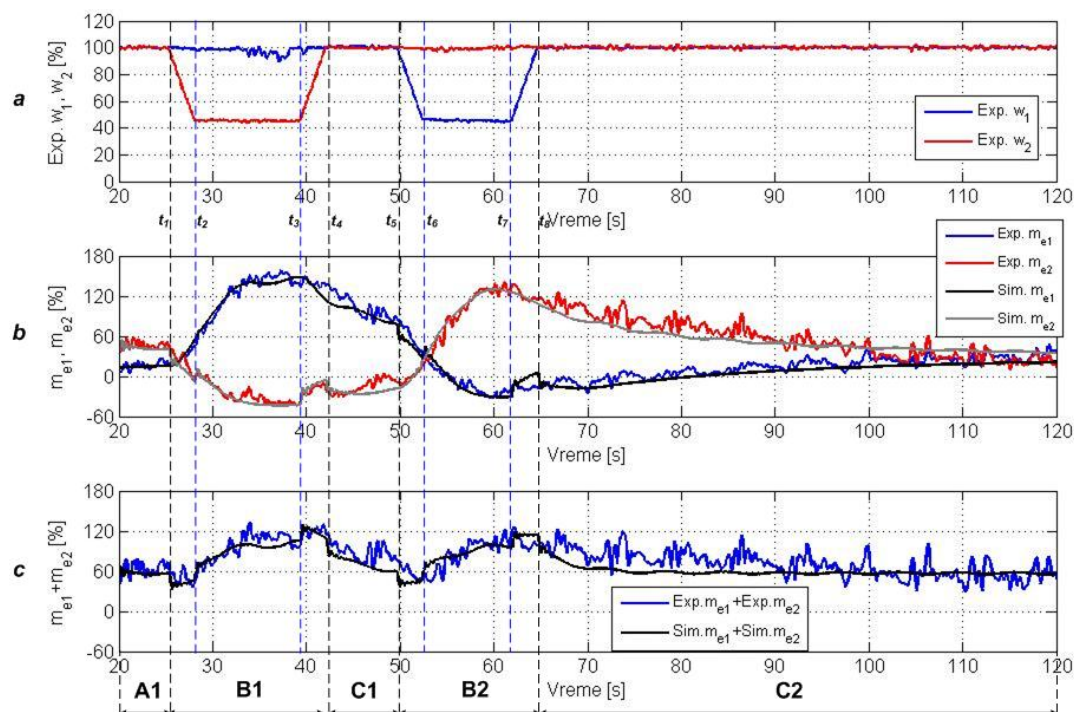
сл. 10.15 Измерене брзине у експерименту и добијене симулацијом на динамичком моделу_E3_0



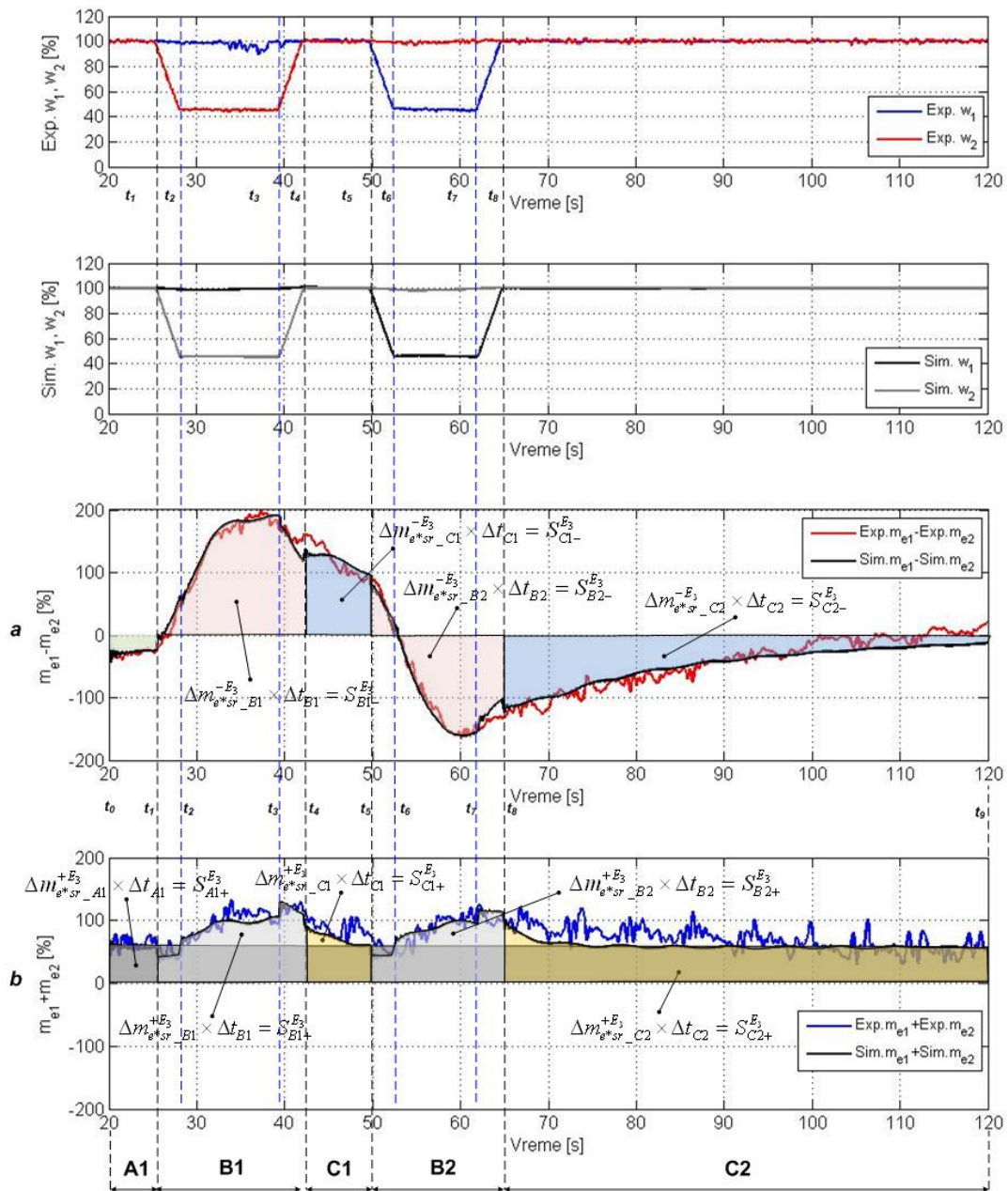
сл. 10.16 Резултати симулације експеримента бр.3 на динамичком моделу_E3_I



сл. 10.17 Резултати симулације и експериментално измерене величине, поређење разлика момената_E3_II



сл. 10.18 Резултати симулације и експериментално измерене величине, поређење збира момената_E3_III



сл. 10.19 Идентификација отпорних компоненти поређењем симулације са експериментом_E3_IV

10.6.4. Идентификација утицаја компоненти оптерећења- Експеримент 3

Као аналитичка основа за идентификацију појединачних компоненти оптерећења у експерименту „Е3“, слично као у првом и другом експерименту („Е1“, „Е2“), употребљене су релације из одељка 10.2.6

Подужне компоненте отпорних сила и отпорни момент трења делују само у току кретања по кружној путањи, у фазама „В1“ и „В2“. Сила услед угаоне еластичне деформације конструкције настаје при кретању гусеница различитом брзином, у фазама „В1“ и „В2“, и наставља своје деловање у континуитету и при праволинијском кретању у фазама „С1“ и „С2“.

У циљу идентификације додатних отпорних компоненти у овом експерименту „Е3“ над измереним моментима примењене су аритметичке операције одузимања и сабирања тренутних вредности, што је приказано на дијаграму сл. 10.19-а и дијаграму сл. 10.19-б.

Ради поређења и синхронизације са временским кривама брзина и момената мотора, криве са дијаграма сл. 10.19-а које су добијене одузимањем тренутних вредности измерених момената мотора обе гусенице, као и криве тренутних вредности момента мотора добијених симулацијом у динамичком моделу приказане су и на дијаграму сл. 10.17-с.

Такође, криве са дијаграма сл. 10.19-б које су добијене као збир тренутних вредности измерених момената мотора, као и криве тренутних вредности момента мотора добијених симулацијом у динамичком моделу приказане су и на дијаграму сл. 10.18-с.

На дијаграму сл. 10.19-а означене су површине у појединим фазама кретања које су дефинисане између криве $\Delta m^{-E3}_{e^*}(t)$, која представља разлику измерених тренутних вредности момената мотора гусенице *I* и *II*, и временске осе. Означене површине једнаке су производу средње вредности временски променљиве величине $\Delta m^{-E3}_{e^*}(t)$ на датом интервалу и дужине трајања временског интервала: $\Delta m^{-E3}_{e^*sr_i} \times \Delta t_i = S^{-E3}_i$.

На дијаграму сл. 10.19-б означене су површине у појединим фазама кретања које су дефинисане између криве $\Delta m^{+E3}_{e^*}(t)$, која представља збир измерених тренутних вредности момената мотора гусеница *I* и *II*, и временске осе. Посматране површине једнаке су производу средње вредности временски променљиве величине $\Delta m^{+E3}_{e^*}(t)$ на датом интервалу и дужине трајања временског интервала: $\Delta m^{+E3}_{e^*sr_i} \times \Delta t_i = S^{+E3}_i$.

На основу означених површина S^{-E3}_i , S^{+E3}_i може се приближно проценити утицај појединих компоненти оптерећења у току кретања по кружној путањи. Приближно израчунавање одговарајуће средње вредности појединих компоненти оптерећења може се извршити према величини ових површина.

Табеларни приказ (таб. 10-4), у коме је дато приближно одређивање средњих вредности сума и разлика измерених момената у току овог експеримента „Е3“, урађен је на основу претходно описаног начина обраде експериментално добијених резултата.

Средња подужна компонента силе трења на спољашњој гусеници према изведеној релацији јед. 10-34 у току периода „В1“ овог експеримента „Е3“ одређена је следећим изразом:

$$F_{rx1^*sr_B1}^{E3} = \frac{1}{1+a} \cdot \frac{\Delta m_{e^*sr_B1}^{+E3} - \Delta m_{e^*sr_A1}^{+E3}}{R_{pl_sr^*}} \quad \text{јед. 10-81}$$

таб. 10-4 Графо-аналитичка обрада измерених резултата у експерименту „Е3“

Фаза	Средња вредност x време = површина	Графичко одређивање површине	Срачунавање средње вредности
„A1“	$\Delta m_{e^*sr_A_1}^{+E_3} \times \Delta t_{A_1} = \int_{t_0}^{t_1} \Delta m_{e^*}^{+E_3}(t)_{A_1} \cdot dt = S_{A_1+}^{E_3}$	$S_{A_1+}^{E_3}$	$\Delta m_{e^*sr_A_1}^{+E_3} = \frac{S_{A_1+}^{E_3}}{\Delta t_{A_1}}$
„B1“	$\Delta m_{e^*sr_B_1}^{-E_3} \times \Delta t_{B_1} = \int_{t_1}^{t_4} \Delta m_{e^*}^{-E_3}(t)_{B_1} \cdot dt = S_{B_1-}^{E_3}$	$S_{B_1-}^{E_3}$	$\Delta m_{e^*sr_B_1}^{-E_3} = \frac{S_{B_1-}^{E_3}}{\Delta t_{B_1}}$
„B1“	$\Delta m_{e^*sr_B_1}^{+E_3} \times \Delta t_{B_1} = \int_{t_1}^{t_4} \Delta m_{e^*}^{+E_3}(t)_{B_1} \cdot dt = S_{B_1+}^{E_3}$	$S_{B_1+}^{E_3}$	$\Delta m_{e^*sr_B_1}^{+E_3} = \frac{S_{B_1+}^{E_3}}{\Delta t_{B_1}}$
„C1“	$\Delta m_{e^*sr_C_1}^{-E_3} \times \Delta t_{C_1} = \int_{t_4}^{t_5} \Delta m_{e^*}^{-E_3}(t)_{C_1} \cdot dt = S_{C_1-}^{E_3}$	$S_{C_1-}^{E_3}$	$\Delta m_{e^*sr_C_1}^{-E_3} = \frac{S_{C_1-}^{E_3}}{\Delta t_{C_1}}$
„C1“	$\Delta m_{e^*sr_C_1}^{+E_3} \times \Delta t_{C_1} = \int_{t_4}^{t_5} \Delta m_{e^*}^{+E_3}(t)_{C_1} \cdot dt = S_{C_1+}^{E_3}$	$S_{C_1+}^{E_3}$	$\Delta m_{e^*sr_C_1}^{+E_3} = \frac{S_{C_1+}^{E_3}}{\Delta t_{C_1}}$
„B2“	$\Delta m_{e^*sr_B_2}^{-E_3} \times \Delta t_{B_2} = \int_{t_5}^{t_8} \Delta m_{e^*}^{-E_3}(t)_{B_2} \cdot dt = S_{B_2-}^{E_3}$	$S_{B_2-}^{E_3}$	$\Delta m_{e^*sr_B_2}^{-E_3} = \frac{S_{B_2-}^{E_3}}{\Delta t_{B_2}}$
„B2“	$\Delta m_{e^*sr_B_2}^{+E_3} \times \Delta t_{B_2} = \int_{t_1}^{t_4} \Delta m_{e^*}^{+E_3}(t)_{B_2} \cdot dt = S_{B_2+}^{E_3}$	$S_{B_2+}^{E_3}$	$\Delta m_{e^*sr_B_2}^{+E_3} = \frac{S_{B_2+}^{E_3}}{\Delta t_{B_2}}$
„C2“	$\Delta m_{e^*sr_C_2}^{-E_3} \times \Delta t_{C_2} = \int_{t_8}^{t_9} \Delta m_{e^*}^{-E_3}(t)_{C_2} \cdot dt = S_{C_2-}^{E_3}$	$S_{C_2-}^{E_3}$	$\Delta m_{e^*sr_C_2}^{-E_3} = \frac{S_{C_2-}^{E_3}}{\Delta t_{C_2}}$
„C2“	$\Delta m_{e^*sr_C_2}^{+E_3} \times \Delta t_{C_2} = \int_{t_8}^{t_9} \Delta m_{e^*}^{+E_3}(t)_{C_2} \cdot dt = S_{C_2+}^{E_3}$	$S_{C_2+}^{E_3}$	$\Delta m_{e^*sr_C_2}^{+E_3} = \frac{S_{C_2+}^{E_3}}{\Delta t_{C_2}}$

Средња вредност подужне компоненте силе трења на спољашњој гусеници у току периода кретања „B1“ може се проценити увођењем у претходну једначину графички одређених површина са дијаграма сл. 10.19-b:

$$F_{rx1^*sr_B_1}^{E_3} = \frac{1}{1+a} \cdot \frac{\frac{S_{B_1+}^{E_3}}{\Delta t_{B_1}} - \frac{S_{A_1+}^{E_3}}{\Delta t_{A_1}}}{R_{pt_sr^*}} \quad \text{јед. 10-82}$$

Према изведеној релацији јед. 10-36 у току периода „B1“ експеримента „Е3“ средња подужна компонента силе трења на унутрашњој гусеници је одређена следећим изразом:

$$F_{rx2^*sr_B_1}^{E_3} = \frac{a}{1+a} \cdot \frac{\Delta m_{e^*sr_B_1}^{+E_3} - \Delta m_{e^*sr_A_1}^{+E_3}}{R_{pt_sr^*}} \quad \text{јед. 10-83}$$

Применом графички одређених површина са дијаграма сл. 10.19-b у претходној једначини може се извршити процена средње вредности подужне компоненте силе трења на унутрашњој гусеници у току периода кретања „B1“:

$$F_{rx2^*sr_B_1}^{E_3} = \frac{a}{1+a} \cdot \frac{\frac{S_{B_1+}^{E_3}}{\Delta t_{B_1}} - \frac{S_{A_1+}^{E_3}}{\Delta t_{A_1}}}{R_{pt_sr^*}} \quad \text{јед. 10-84}$$

На основу односа између средњих вредности суме измерених момената у експерименту „Е3“ $\Delta m_{e^*sr_B_1}^{+E_3} > \Delta m_{e^*sr_A_1}^{+E_3}$ и вредности константе $a < 1$ може се закључити да је средња подужна компонента силе трења спољашње гусенице већа од средње подужне компоненте силе трења унутрашње гусенице у току периода „B1“, односно важи услов $F_{rx1^*sr_B_1}^{E_3} > F_{rx2^*sr_B_1}^{E_3}$. Овај резултат

који је изведен идентификацијом на основу графо-аналитичке обраде измерених момената у току експеримента „Е3“, подудара се са резултатима добијеним симулацијом овог експеримента на динамичком моделу (сл. 10.16-ц).

Средња вредност силе угаоне еластичне деформације конструкције у току фазе „В1“ експеримента „Е3“ према изведеној релацији јед. 10-35 има следећи облик:

$$F_{KONST.*sr_B1}^{E3} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \left[\Delta m_{e*sr_B1}^{-E3} - \frac{(1-a)}{(1+a)} \cdot (\Delta m_{e*sr_B1}^{+E3} - \Delta m_{e*sr_A1}^{+E3}) \right] \quad \text{јед. 10-85}$$

Применом графички одређених површина са дијаграма сл. 10.19-а и сл. 10.19-б у претходној једначини може се извршити процена средње вредности силе угаоне еластичне деформације конструкције у току периода кретања „В1“:

$$F_{KONST.*sr_B1}^{E3} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \left[\frac{S_{B1-}^{E3}}{\Delta t_{B1}} - \frac{(1-a)}{(1+a)} \cdot \left(\frac{S_{B1+}^{E3}}{\Delta t_{B1}} - \frac{S_{A1+}^{E3}}{\Delta t_{A1}} \right) \right] \quad \text{јед. 10-86}$$

На основу односа између средњих вредности разлике и суме измерених момената у експерименту „Е3“, који је дат неједначином $\Delta m_{e*sr_B1}^{-E3} > (\Delta m_{e*sr_B1}^{+E3} - \Delta m_{e*sr_A1}^{+E3})$, може се закључити да сила која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције има већи утицај на динамику у току периода „В1“ у односу на утицај подужних компоненти трења. Прегледом резултата добијених симулацијом експеримента „Е3“ на динамичком моделу (сл. 10.16-с) може се уочити значајно већи утицај $F_{KONST.*sr_B1}^{E3}$ од $F_{rx1*sr_B1}^{E3}$ и $F_{rx2*sr_B1}^{E3}$. Остварени међусобни однос компоненти оптерећења при симулацији експеримента слаже се са резултатом добијеним графо-аналитичком методом идентификације компоненти оптерећења.

Однос подужних компоненти отпорних сила ($a < 1$) који је дефинисан према јед. 10-29 важи у току првог дела експеримента „Е3“. У току експеримента „Е3“ долази до промене улоге гусеница. Код првог кружног кретања гусеница I је спољашња, док је гусеница II унутрашња. У другом кретању по кружној путањи („А2“, „В2“ и „С2“) улога гусеница је промењена, гусеница I је унутрашња, док је гусеница II спољашња. Услед наведене промене улоге гусеница при промени смера кретања по кружној путањи однос подужних компоненти отпорних сила мења вредност и већи је од јединице ($a > 1$).

Према изведеној релацији јед. 10-34 у току периода „Б2“ експеримента „Е3“ средња подужна компонента силе трења на унутрашњој гусеници је одређена следећим изразом:

$$F_{rx1*sr_B2}^{E3} = \frac{1}{1+a} \cdot \frac{\Delta m_{e*sr_B2}^{+E3} - \Delta m_{e*sr_A2}^{+E3}}{R_{pt_sr*}} \quad \text{јед. 10-87}$$

Процена средње вредности подужне компоненте силе трења на унутрашњој гусеници у току периода кретања „Б2“ може се урадити ако се у претходну једначину уведу графички одређене површине са дијаграма сл. 10.19-б :

$$F_{rx1*sr_B2}^{E3} = \frac{1}{1+a} \cdot \frac{\frac{S_{B2+}^{E3}}{\Delta t_{B2}} - \frac{S_{A2+}^{E3}}{\Delta t_{A2}}}{R_{pt_sr*}} \quad \text{јед. 10-88}$$

Према изведеној релацији јед. 10-36 у току периода „В2“ експеримента „Е3“ средња подужна компонента силе трења на спољашњој гусеници је одређена следећим изразом:

$$F_{rx2*sr_B2}^{E3} = \frac{a}{1+a} \cdot \frac{\Delta m_{e*sr_B2}^{+E3} - \Delta m_{e*sr_A2}^{+E3}}{R_{pt_sr*}} \quad \text{јед. 10-89}$$

Применом графички одређених површина са дијаграма сл. 10.19-б у претходној једначини може се извршити процена средње вредности подужне компоненте силе трења на спољашњој гусеници у току периода кретања „В2“:

$$F_{rx2*sr_B2}^{E3} = \frac{a}{1+a} \cdot \frac{\frac{S_{B2+}^{E3}}{\Delta t_{B2}} - \frac{S_{A2+}^{E3}}{\Delta t_{A2}}}{R_{pt_sr*}} \quad \text{јед. 10-90}$$

На основу односа између средњих вредности суме измерених момената у експерименту „Е3“ $\Delta m^{+E3}_{e^*sr_B2} > \Delta m^{+E3}_{e^*sr_A2}$ и вредности константе $a > 1$ може се закључити да је средња подужна компонента силе трења спољашње гусенице већа од средње подужне компоненте силе трења унутрашње гусенице у току периода „В2“, односно важи услов $F^{E3}_{rx2*sr_B2} > F^{E3}_{rx1*sr_B2}$. Овај закључак који је изведен идентификацијом на основу графо-аналитичке обраде измерених момената у току експеримента „Е3“, подудара се са резултатима добијеним симулацијом овог експеримента на динамичком моделу (сл. 10.16-с).

Средња вредност силе угаоне еластичне деформације конструкције у току фазе „В2“ експеримента „Е3“ према изведеној релацији јед. 10-35 има следећи облик:

$$F^{E3}_{KONST*sr_B2} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \left[\Delta m^{-E3}_{e^*sr_B2} - \frac{(1-a)}{(1+a)} \cdot (\Delta m^{+E3}_{e^*sr_B2} - \Delta m^{+E3}_{e^*sr_A2}) \right] \quad \text{јед. 10-91}$$

Применом графички одређених површина са дијаграма сл. 10.19-а и сл. 10.19-б у претходној једначини може се извршити процена средње вредности силе угаоне еластичне деформације конструкције у току периода кретања „В2“:

$$F^{E3}_{KONST*sr_B2} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \left[\frac{S^{E3}_{B2-}}{\Delta t_{B2}} - \frac{(1-a)}{(1+a)} \cdot \left(\frac{S^{E3}_{B2+}}{\Delta t_{B2}} - \frac{S^{E3}_{A2+}}{\Delta t_{A2}} \right) \right] \quad \text{јед. 10-92}$$

На основу односа између средњих вредности разлике и суме измерених момената у експерименту „Е3“, $\Delta m^{-E3}_{e^*sr_B2} > (\Delta m^{+E3}_{e^*sr_B2} - \Delta m^{+E3}_{e^*sr_A2})$, може се закључити да сила која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције има много већи утицај на динамику у току периода „В2“ у односу на утицај подужних компоненти трења. Како је $\Delta m^{-E3}_{e^*sr_B2} < 0$ и однос попречних компоненти отпорних сила $a > 1$, то према јед. 10-91 средња вредност силе услед угаоне еластичне деформације конструкције има негативну вредност, $F^{E3}_{KONST*sr_B2} < 0$. Прегледом резултата добијених симулацијом експеримента „Е3“ на динамичком моделу (сл. 10.16-ц) може се уочити значајно већи утицај $F^{E3}_{KONST*sr_B2}$ од $F^{E3}_{rx1*sr_B2}$ и $F^{E3}_{rx2*sr_B2}$. Овакав међусобни однос компоненти оптерећења слаже се са претходним резултатом добијеним применом графо-аналитичке обраде измерених резултата при идентификацији компоненти оптерећења.

У току фазе „С2“ експеримента „Е3“ средња вредност силе угаоне еластичне деформације конструкције према изведеној релацији јед. 10-37 има следећи облик:

$$F^{E3}_{KONST*sr_C2} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \cdot \Delta m^{-E3}_{e^*sr_C2} \quad \text{јед. 10-93}$$

Применом графички одређених површина са дијаграма сл. 10.19-а у претходној једначини може се извршити процена средње вредности силе угаоне еластичне деформације конструкције у току периода кретања „С2“:

$$F^{E3}_{KONST*sr_C2} = \frac{1}{2 \cdot R_{pt_sr*}} \cdot \frac{S^{E3}_{C2-}}{\Delta t_{C2}} \quad \text{јед. 10-94}$$

Средња вредност силе угаоне еластичне деформације у периоду „С2“ сразмерна је средњој вредности разлике измерених момената.

11. ЗАКЉУЧАК

Предмет научне расправе у овом раду су даља унапређења регулисаних вишемоторних погона са променљивом структуром механичке спреге код двогусеничних возних механизма, кроз развијање алгоритма за програмско кретање по кружној путањи, успостављање динамичког модела и идентификацију елемената променљиве структуре механичке спреге при раду двогусеничног возног механизма у најекстремнијим режимима са различитим брзинама и моментима појединих погона.

Примена савремених регулисаних погона на рударским машина омогућила је реализацију алгоритма управљања који повећавају маневарске способности гусеничног возног механизма, а тиме и унапређење функционалности машине у целини.

Развијени и приказани управљачки алгоритам на основу задате вредности средње брзине и полупречника кривине израчунава потребне вредности брзина гусеница. Ове израчунате вредности брзина представљају референтне вредности за интерне регулаторе брзина на самим претварачима учестаности.

Применом овог алгоритма управљања два кавезна асинхрона мотора, која се напајају из два засебна претварача учестаности, имају адекватан одзив брзине, независно од оптерећења које је одређено условима тла, односно променљивом структуром механичке спреге.

Употребом алгоритма за генерисање референтне брзине појединачних мотора у зависности од задате средње брзине возње и полупречника кривине повећане су маневарске способности двогусеничног возног механизма и поједностављује се управљање.

У динамичком моделу двогусеничног возног механизма уважена је променљива механичка спрега између погонског точка и гусенице у току конверзије обртног кретања у праволинијско, при чему је зазор у спрезању погонског точка и гусенице моделован нелинеарним блоком. За моделовање спрезања погонског точка и гусенице употребљена је аналогија са динамичким моделом једног зупчастог пара, у коме се зазор између зубаца моделује једним нелинеарним блоком. Опис спрезања погонског точка и гусенице налази се у одељку 7.2.

Обзиром на обртно кретање погонског точка преко кога се врши спрезање, уведена је апроксимација да се спрезање остварује преко еквивалентног полупречника спрезања погонског точка који је синусна временска промена лучне координате.

У одељку 7.3 аналитички је описан утицај подужних и попречних компоненти отпорних сила и графички су представљене њихове зависности од полупречника кружне путање. Верификација ових теоријских зависности које су познате у литератури урађена је у експериментима „Е1“ и „Е2“. Кроз резултате симулације идентификован је већи отпорни момент трења у експерименту „Е2“ при мањем полупречнику кружне путање у односу на мањи отпорни момент трења у експерименту „Е1“ при већем полупречнику кривине.

У одељку 7.4 предложена је експоненцијална временска промена коефицијената подужног и попречног трења кроз уважавање различитог утицаја подужних и попречних компоненти релативних брзина гусеница према тлу.

Према литератури тангенцијални напон напрезања експоненцијално зависи од смицања тла. Компоненте смицања тла добијају се интеграцијом одговарајућих компоненти релативних брзина гусенице према подлози. У току кретања по кружној путањи проблем отежавају компоненте брзина које су функције више променљивих, времена и координата положаја (x,y) .

У циљу елиминисања променљивих координата положаја у раду је предложена константна расподела компоненти релативних брзина по x и y осама гусеница. Подужне компоненте релативних брзина у свакој тачки између гусеница и тла изједначене су са брзином у подужној осци гусенице. Попречне компоненте релативних брзина у свакој тачки између гусеница и тла изједначене су са попречном компонентом брзине на крајој ивици гусенице. Интеграцијом одговарајућих апроксимираних компоненти релативних брзина, смицања тла по x и y осци постају функције једне променљиве, времена t . На овај начин добија се експоненцијална временска зависност компоненти сила трења у току кретања по кружној путањи.

На модификованом динамичком моделу који служи за моделовање две узастопне промене смера кретања (експеримент „Е3“) по кружној путањи извршена је верификација ове апроксимације о константној расподели компоненти релативних брзина по x и y оси гусенице. Са променом улоге гусеница у току кретања по кружној путањи, при промени смера кретања, мењају се и улоге коефицијената трења и временских константи. Примењујући ову предложену апроксимацију и промену улоге гусеница остварено је слагање измерених тренутних вредности момената мотора у експерименту „Е3“ са тренутним вредностима момената мотора које су добијене симулацијом на модификованом динамичком моделу.

У одељку 7.5 описана је важна појава која има велики утицај на промену структуре механичке спреге двогусеничног возног механизма у току кретања по кружној путањи и након завршетка овог периода.

Прелазни процеси који се дешавају у току кретања по кружној путањи, као и у периоду након изласка на праволинијску путању не могу се објаснити помоћу динамике крутог тела. Ово је очигледно за период након завршетка кретања по кружној путањи, када је угаона брзина кретања по кружној путањи једнака нули и нема ротације крутог тела око вертикалне осе. Међутим, прелазни процеси смањивања момената оптерећења на моторима трају још неко време. Уважавањем угаоне еластичне деформације конструкције која настаје у току кретања по кружној путањи због деловања одговарајућег спрега динамичких сила, може се објаснити ова појава. Динамички модел који је развијен у раду узима у обзир дејство спрега динамичких сила при кретању по кружној путањи и настајање момента торзије услед угаоне еластичне деформације конструкције.

У поглављу 8 ради упрошћења анализе динамике двогусеничног возног механизма са променљивом механичком спрегом, употребљен је поступак нормализације величина коришћењем тзв. базних вредности. Након поступка нормализације који је примењен на све делове динамичког система који су описани у петом, шестом и седмом поглављу, успостављен је нормализовани динамички модел у временском и Лапласовом домену, који је дат у одељку 8.9

У поглављу 10 извршена је верификација постављеног динамичког модела двогусеничног возног механизма поређењем резултата који су измерени у експериментима „Е1“, „Е2“ и „Е3“, са резултатима који су добијени симулацијом истих експеримената на динамичком моделу. Експерименти су изведени на багеру SRs 400 на површинском копу Дрмно.

У одељку 10.1 дефинисани су критеријуми за верификацију динамичког модела. Први критеријум који је постављен за верификацију динамичког модела је слагање тренутних измерених вредности момента мотора са тренутним вредностима момената које су добијене симулацијом. Други критеријум за верификацију динамичког модела је слагање тренутних вредности измерених брзина са тренутним вредностима брзина које су добијене симулацијом.

Одељак 10.2 садржи аналитичке основе за идентификацију компоненти оптерећења променљиве механичке спреге на основу графо-аналитичке обраде измерених момената мотора у току извршених експеримената.

У Одељку 10.3 дат је наставак анализе утицаја силе која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције (одељак 7.5) у циљу објашњења прелазног процеса који настаје након завршетка кретања по кружној путањи.

Ради верификације динамичког модела кроз упоредну анализу тренутних вредности измерених величина са тренутним вредностима величина добијених симулацијом, извршена је синхронизација временских дијаграма измерених величина са временским дијаграмима симулираних величина.

У одељку 10.4 приказани су резултати измерени у току експеримента „Е1“ који представља кретање по кружној путањи без промене смера.

У одељку 10.5 приказани су резултати измерени у току експеримента „Е2“ који представља кретање по кружној путањи са смањеном брзином без промене смера (или са мањим полупречником кривине).

У одељку 10.6 приказани су резултати измерени у току експеримента „Е3“ који представља кретање по кружној путањи са двоструким променом смера.

У сваком од наведених одељака извршена је графичка компарација измерених и симулираних величина на одговарајућим синхронизованим дијаграмима.

На основу урађених графичких компарација може се закључити да су испуњени постављени критеријуми за верификацију динамичког модела на презентованим резултатима. Односно, постигнут је висок степен слагања и поклапања између сродних временских кривих уз извесна одступања која су последица несавршености динамичког модела.

Одступања тренутних измерених вредности момената од тренутних вредности добијених симулацијом на динамичком моделу последица су утицаја неравнина тла које се мењају на унапред непредвидив начина. Интезитет ових одступања и њихово понављање имају природу случајних величина. Овај утицај долази до изражаја јер се ради о кретању гусеничних возних механизма по неурбаним трасама на површинским коповима.

На основу слагања резултата добијених на основном динамичком моделу са снимљеним резултатима у експериментима „Е1“, „Е2“ (10.4, 10.5) и слагања резултата добијених на модификованом динамичком моделу са снимљеним резултатима у експерименту „Е3“ (10.6), верификован је и приступ у одређивању утицаја појединих компоненти отпорних сила променљиве механичке спреге на динамику двогусеничног возног механизма. Ова слагања имају посебну предност за сагледавање и уважавање утицаја оних физичких величина које није могуће мерити, а њихов утицај је изузетно велик на динамику двогусеничног возног механизма.

Идентификоване средње вредности компоненти оптерећења у току посматраних периода, на основу графо-аналитичке обраде измерених тренутних вредности момената, показују усаглашеност са интезитетом одговарајућих површина на временским дијаграмима истих величина који су добијени симулацијом на динамичком моделу. На овај начин је посредним путем, идентификацијом компоненти које се не могу мерити, на основу графичке обраде разлике и суме измерених момената мотора у појединим фазама кретања, извршена верификација постављеног динамичког модела.

Допринос у анализи регулисаних вишемоторних погона са променљивом структуром механичке спреге огледа се у идентификацији средњих вредности компоненти отпорних сила на основу постављеног динамичког модела и измерених момената мотора.

Додатну проверу валидности постављеног динамичког модела двогусеничног возног механизма представља и слагање тренутних вредности разлике и суме измерених момената мотора у експериментима са разликом и сумом момената добијеним у симулацијама.

Слагањем измерених резултата у експериментима „Е1“ и „Е2“ са симулираним верификован је основни динамички модел чији је блок дијаграм дат на сл. 8.8. Подудараност измерених резултата у експерименту „Е3“, у коме је вршена промена смера кретања по кружној путањи, са резултатима симулације извршена је верификација модификованог динамичког модела, чији је блок дијаграм дат на сл. 10.14.

На основу увида у доступну литературу констатујем да су приказани резултати оригинални доприноси у области проучавања, анализе и примене вишемоторних регулисаних погона. Као основна два доприноса наводим:

1. Динамички модел погона двогусеничног транспорта, који је детаљно анализиран и експериментално верификован.
2. Алгоритам за управљање двогусеничним транспортом на основу задате средње брзине и радијуса кривине, који је испитан на развијеном моделу, и верификован експериментално.

12. ЛИТЕРАТУРА

- Лит. 1** I. Takahashi, S. Asakawa, "Ultra-Wide Speed Control Strategy of an Induction Motor Covered 10^6 Range", *IEEE Trans. on Industry Applications*, IA25, 1987, pp. 227-232
- Лит. 2** M. Depenbrock, "Direct Self-Control (DSC) of Inverter-Fed Induction Machine", *IEEE Trans. on Power Electronics*, Vol. PE-3, No. 4, Oct. 1988, pp. 420-429.
- Лит. 3** I. Takahashi, T. Noguchi, "A New Quick-Response and High-Efficiency Control Strategy of an Induction Motor", *IEEE Trans. on Industry Applications*, Vol. 22, No. 5, Sept/Oct 1986, pp. 820-827.
- Лит. 4** Werner Leonhard – "Control of Electrical Drives", Springer-Verlag
- Лит. 5** Bimal Bose „Modern power electronics and AC drives“, 2002, The University of Tennessee
- Лит. 6** Bimal K. Bose. "Power Electronic and Variable Frequency Drives: Technology and Applications", IEEE Press, New York, 1997.
- Лит. 7** R. Krishan, "Electric motor drives, Modeling, Analysis and Control", Prentice Hall, 1998.
- Лит. 8** Paul C. Krause, "Analysis of Electric Machinery", McGraw-Hill Book Company, USA, 1986
- Лит. 9** Peter Vas, "Sensorless Vector and Direct Torque Control", Oxford University Press, USA, 1998.
- Лит. 10** G. Turl, M. Sumner and G. M. Asher, „A Multi-Induction-Motor Drive Strategy Operating in the Sensorless Mode“
- Лит. 11** Antoni Arias Pujol, "Improvements in direct torque control of induction motors", Iniveritat Politècnica de Catalunya, 2000.
- Лит. 12** G. Buja, D. Casadei, G. Serra, "Direct Stator Flux and Torque Control of an Induction Motor: Theoretical Analysis and Experimental Results", Proceedings of the 24th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society IECON '98, Vol. 1, Sept. 1998, pp. T50 - T64.
- Лит. 13** G. Buja, D. Casadei, G. Serra, "DTC-Based Strategies for Induction Motor Drives", Proceedings of the 23rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society IECON '97, Vol. 4, Nov. 1997, pp. 1506 – 1516.
- Лит. 14** Domenico Casadei, Giovanni Serra, Angelo Tani, „Implementation of a Direct Torque Control Algorithm for Induction Motors Based on Discrete Space Vector Modulation“, *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol.15, No.4, July 2000, pp. 769-777.
- Лит. 15** Isao Takahashi, Toshihiko Noguchi, „A New Quick Response and High Efficiency Control Strategy of an Induction Motor“, *IEEE IAS Meeting*, 1985, pp.496-502.
- Лит. 16** J. Schofield, "Direct Torque Control - DTC", IEE Publication, London, 1995.
- Лит. 17** James N. Nash, "Direct Torque Control: Induction Motor Vector Control Without an Encoder", *IEEE Trans. on Industry Applications*, Vol. 1, 1996.
- Лит. 18** Domenico Casadei, Giovanni Serra, Angelo Tani, „Analytical Investigation of Torque and Flux Ripple in DTC Schemes for Induction motors“, *Electric Machines and Drive Conference, IEMDC'03. IEEE International*, June ¼, 2003, vol.2, No.4, pp. 552-556.

- Лит. 19** „*User's Manual - DriveWindow*” –ABB 2008
- Лит. 20** Walter Durst, Werner Vogt: "*Bucket Wheel Excavator*", TRANS TECHPUBLICATIONS, Clausthal-Zellerfeld, 1988, Germany.
- Лит. 21** J.Y. Wong: "*Theory of Ground Vehicles*", Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Carleton University, Ottawa, Canada, 2001.
- Лит. 22** Steeds, W., 1950, *Tracked Vehicles (in Three Parts)*, Automobile Engineer, pp 143-148, pp 187-190 and pp.2 19-222.
- Лит. 23** Günter Kunze, Helmut Göring, Klaus Jacob,: "*Baummaschinen, Erdbau-und Tagebaumaschinen*", Technische Universität Dresden, Vieweg+Teubner, Wiesbaden 2009.
- Лит. 24** Wormell PJH, Purdy DJ. „*Handling of tracked vehicles at low speed*“ J Battlefield Technol 2004;7(1).
- Лит. 25** M. Kitano and M. Kuma, "*An analysis of horizontal plane motion of tracked vehicles*". J. Terramechanics, 14 (4), 241-225 (1977).
- Лит. 26** A. Kahraman, R. Singh: "*Non-linear dynamics of a spur gear pair*", Department of Mechanical Engineering, The Ohio State University, Ohio U.S.A. Journal of Sound and Vibration, (1990) 142(1), 49-75.
- Лит. 27** G. Benni, A. Rivola, G. Dalpiaz, E. Mucchi, "*A non linear model of the geartrain of the timing system of the Ducati racing motorbike*", Italy.
- Лит. 28** D.C.H. Yang, Z.S. Sun, 1985, "*A Rotatory Model for Spur Gear Dynamics*", 4, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 107, pp. 529-535.
- Лит. 29** Anh Tuan Le , "*Modeling and Control of Tracked Vehicles*", Doctor thesis. Department of Mechanical and Mechatronic Engineering, The University of Sydney, (1999).
- Лит. 30** Б. Јефтенић, М. Бебић, Н. Рашић, С. Штаткић, "*Примена фреквентних претварача на погону окрета рударских машина*", VII међународни симпозијум „Механизација и аутоматизација у рударству и енергетику", МАРЕН 2006, Београд, септембар 2006, ИСБН 86-7352-175-0
- Лит. 31** М. Ивковић, П. Цвејић, Д. Игњатовић, М. Бебић, Б. Јефтенић, Д. Јефтић, Н. Рашић, С. Штаткић, "*Оптимизација трачних транспортера увођењем асинхроних погона са фреквентним претварачима*", VII међународни симпозијум „Механизација и аутоматизација у рударству и енергетику", МАРЕН 2006, Београд, септембар 2006, ИСБН 86-7352-175-0
- Лит. 32** Д. Игњатовић, М. Бебић, Б. Јефтенић, Д. Јефтић, Н. Рашић, С. Штаткић, "*Верификација модела тракастог транспортера са асинхроним погонима са роторским упуштачима*", VII међународни симпозијум „Механизација и аутоматизација у рударству и енергетику", МАРЕН 2006, Београд, септембар 2006, ИСБН 86-7352-175-0.
- Лит. 33** Б. Јефтенић, Н. Рашић, М. Бебић, Д. Јефтић, С. Штаткић, "*Примена фреквентних претварача на погону радног точка багера*", VII међународни симпозијум „Механизација и аутоматизација у рударству и енергетику", МАРЕН 2006, Београд, септембар 2006, ИСБН 86-7352-175-0

12.1. Радови кандидата који су из области дисертације

Из области вишемоторних регулисаних погона на гусеничним возним механизмима кандидат је објавио 5 радова на међународним конференцијама.

1. **С. Штаткић**, Н. Рашић, Б. Јефтенић, „Вишемоторни регулисани погони на транспортима рударских машина”, XIII Међународни симпозијум Енергетска електроника Ее 2005, Нови Сад, Новембар 2005.
2. Н. Рашић, Б. Јефтенић, **С. Штаткић**, „Вишемоторни регулисани погон на транспорту роторног багера SRs 2000”, Конференција ЕТРАН-а, Београд, 6-8 јуна 2006.год.
3. Б. Јефтенић, Н. Рашић, **С. Штаткић** „Примена фреквентних претварача на погону транспорта рударских машина”, VII међународни симпозијум „Механизација и аутоматизација у рударству и енергетики”, МАРЕН 2006, Београд, септембар 2006, ИСБН 86-7352-175-0
4. **S. Štatkić**, N.Rašić, B. Jeftenić, M. Bebić, „Controlled multi-motor crawler travel drives on open pit mining machines“, ACEMP.2007., Bodrum Turkey, Volume , Issue , 10-12 Sept. 2007 , Page(s):812 – 817, IEEE Conferences, DOI: 10.1109/ACEMP.2007.4510611.
5. **S. Štatkić**, B. Jeftenić, M. Bebić, „Controlled multi motor crawler drive with adjustable steering radius on open pit mining machines“, 20th International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion, SPEEDAM 2010, June 2010, Pisa, Italy, IEEE Conferences, DOI: 10.1109/SPEEDAM.2010.5545030

13. ПРИЛОГ 1 - СПИСАК КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА

У овом поглављу дат је списак ознака према редоследу првог појављивања у тексту рада. Поред ознаке описано је њено значење, број стране на којој се први пут појављује и број једначина у којој фигурише.

У случајевима где се нове ознаке појављују најпре на сликама у задњој колони дат је број слике. Бројеви једначина су формиран према броју поглавља коме припада посматрана једначина. Прва цифра у броју који означава једначину одговара броју поглавља. Друга цифра у ознаци једначине је њен редни број у оквиру датог поглавља.

Симбол „звезда“ у индексу коришћен је за величине које су написане у нормализованом домену.

Ознака	Значење употребљених ознака	страна	Једначина или слика.
r_1	Полупречник кружне путање геометријског центра спољашње гусенице <i>I</i>	33	јед. 5-1
R	Полупречник кружне путање геометријског центра двогусеничног возног механизма	33	јед. 5-1
B	Ширина возног механизма - растојање између подужних оса гусеница.	33	јед. 5-1
r_2	Полупречник кружне путање геометријског центра унутрашње гусенице <i>II</i>	33	јед. 5-2
v_1	Периферна брзина гусенице <i>I</i> при кретању по кружној путањи	33	јед. 5-3
Ω	Угаона брзина двогусеничног возног механизма при кретању по кружној путањи полупречника R	33	јед. 5-3
v_2	Периферна брзина гусенице <i>II</i> при кретању по кружној путањи	33	јед. 5-4
v_{sr}	Средња брзина двогусеничног возног механизма	33	јед. 5-5
Δv	Разлика праволинијских брзина	33	јед. 5-8
ω_1	Угаона брзина погонског точка гусенице <i>I</i>	34	јед. 5-9
R_{pt1}	Полупречник подножја зубаца погонског точка гусеница <i>I</i> и <i>II</i>	34	сл. 5.7
R_{pt2}	Полупречник врха зубаца погонског точка гусеница <i>I</i> и <i>II</i>	34	јед. 5-9
ω_2	Угаона брзина погонског точка гусенице <i>II</i>	34	јед. 5-10
ω_{sr}	Средња угаона брзина погонских точкава гусенице <i>I</i> и <i>II</i>	34	јед. 5-13
$\Delta\omega$	Разлика угаоних брзина погонских точкава гусенице <i>I</i> и <i>II</i>	34	јед. 5-13
v_x	x компонента брзине двогусеничног возног механизма	35	сл. 5.8
v_y	y компонента брзине двогусеничног возног механизма	35	сл. 5.8
β	Угао између v_x и v_y	35	сл. 5.8
v_{xB1}	x компонента брзине у тачки B_1 према референтном систему xO_1y	36	јед. 5-14
v_{B1}	Периферна брзина тачке B_1 према референтном систему xO_1y	36	јед. 5-14
α_{B1}	Угао периферне брзине v_{B1} и x компоненте v_{xB1}	36	јед. 5-14
R_{B1}	Полупречник ротације тачке B_1 према референтном систему xO_1y	36	јед. 5-14

v_{yB1}	у компонента брзине у тачки B_1 према референтном систему xO_1y	36	јед. 5-15
v_{xB1}	X компонента вектора брзина тачке B_1 према референтном систему XO_2Y	36	јед. 5-16
v_{yB1}	Y компонента вектора брзина тачке B_1 према референтном систему XO_2Y	36	јед. 5-17
v_{xA1}	x компонента брзине у тачки A_1 према референтном систему xO_1y	37	јед. 5-18
v_{A1}	Периферна брзина тачке A_1 према референтном систему xO_1y	37	јед. 5-18
α_{A1}	Угао периферне брзине v_{A1} и x компоненте v_{xA1}	37	јед. 5-18
R_{A1}	Полупречник ротације тачке A_1 према референтном систему xO_1y	37	јед. 5-18
v_{yA1}	у компонента брзине у тачки A_1 према референтном систему xO_1y	37	јед. 5-19
v_{xA1}	X компонента вектора брзина тачке A_1 према референтном систему XO_2Y	37	јед. 5-20
v_{yA1}	Y компонента вектора брзина тачке A_1 према референтном систему XO_2Y	37	јед. 5-21
A_1B_1	подужна оса гусенице I	36	сл. 5.9
v_{xA1B1}	Подужне компоненте брзина свих тачака које припадају дужи A_1B_1 спољашње гусенице у односу на референтни систем XO_2Y	37	јед. 5-22
v_{xA2B2}	Подужне компоненте брзина свих тачака које припадају дужи A_2B_2 унутрашње гусенице у односу на референтни систем XO_2Y	37	јед. 5-23
v_{sr}^*	Референтна средња брзина двогусеничног возног механизма	38	јед. 5-26
ω_{sr}^*	Референтна средња угаона брзина погонских тачкова гусенице I и II	38	јед. 5-26
ω_1^*	Референтна угаона брзина погонског точка гусенице I	38	јед. 5-26
ω_2^*	Референтна угаона брзина погонског точка гусенице II	38	јед. 5-26
R^*	Референтни полупречник кружне путање геометријског центра двогусеничног возног механизма	39	јед. 5-28
$p = d/dt$	Лапласов оператор	45	јед. 6-6
P	Број пари полова	45	јед. 6-6
ω_s	Синхрона брзина изражена у електричним радијанима у секунди	45	јед. 6-6
ω	Брзина ротора изражена у електричним радијанима у секунди	45	јед. 6-6
Λ_s, Λ_r'	Индуктивност расипања намотаја статора и ротора сведена на статор	45	јед. 6-7
M	Заједничка индуктивност	45	јед. 6-7
L_s	Сопствена индуктивност намотаја статора	45	јед. 6-7
L_r'	Сопствена индуктивност намотаја ротора сведена на статор	45	јед. 6-7
R_s, R_r'	Омски отпори намотаја статора и ротора сведеног на статор	45	јед. 6-6
u_{qs}, u_{ds}	qd компоненте напона статора	45	јед. 6-6
i_{qs}, i_{ds}	qd компоненте струје намотаја статора	45	јед. 6-6
i_{qr}', i_{dr}'	qd компоненте струје намотаја ротора	45	јед. 6-6
$\varphi_{qs}, \varphi_{ds}$	qd компоненте флукса статора	45	јед. 6-7
$\varphi_{qr}', \varphi_{dr}'$	qd компоненте флукса ротора сведене на статор	45	јед. 6-7

DTC	Direct Torque Control	45	
$\bar{\varphi}_s$	Вектор флуksа статора	46	јед. 6-12
$\bar{\varphi}_r$	Вектор флуksа ротора	46	јед. 6-12
m_e	Електромагнетни момент мотора	46	јед. 6-13
$\theta_{\varphi s}$	Фазни став вектора флуksа статора	46	јед. 6-14
$\theta_{\varphi r}$	Фазни став вектора флуksа ротора	46	јед. 6-14
\bar{u}_s	Вектор напона статора	46	јед. 6-16
J_{sv}	Сведени момент инерције на вратило мотора који потиче од делова механичке трансмисије погона гусенице који су круто спрегнути	48	јед. 7-1
J_m	Момент инерције мотора	48	јед. 7-1
J_r	Момент инерције редуктора	48	јед. 7-1
J_{pt}	Момент инерције погонског точка	48	јед. 7-1
i	Преносни однос редуктора	48	јед. 7-1
R_{z1}, R_{z2}	Полупречници основног круга зупчаника 1 и 2	50	сл. 7.3
J_{z1}, J_{z2}	Моменти инерције зупчаника 1 и 2	50	сл. 7.3
ω_{z1}, ω_{z2}	Угаоне брзине зупчаника 1 и 2	50	сл. 7.3
θ_{z1}, θ_{z2}	Угаони помераји зупчаника 1 и 2	50	сл. 7.3
m_{z1}, m_{z2}	Момент на зупчанику 1 и 2	50	сл. 7.3
k_z	Крутост озубљења зупчастог пара	50	сл. 7.3
c_z	Трење озубљења зупчастог пара	50	сл. 7.3
$F_{dz}(t)$	Динамичка сила спрезања зупчастог пара	50	јед. 7-2
δ	Зазор између зубаца	51	јед. 7-4
$\bar{f}_z(x)$	Нелинеарна функција која одређује промену крутости услед зазора између бочних површина зубаца по којима се остварује спрезање	51	јед. 7-7
m_{e1}	Погонски момент улазног зупчаника једног зупчастог пара	52	јед. 7-10
m_m	Момент оптерећења излазног зупчаника једног зупчастог пара	52	јед. 7-12
m_e	Момент кавезног асинхроног мотора	53	јед. 7-14
$F_d(t)$	Сила динамичког спрезања погонског точка и гусенице	53	јед. 7-14
ω_m	Угаона брзина вратила мотора	53	јед. 7-14
θ_m	Угаони померај вратила мотора	53	јед. 7-14
k_{om}	Коефицијент трења трења обртних маса које чине круту спрегу	53	јед. 7-14
c_{pt}	Трење озубљења спреге погонски точак – гусеница	53	јед. 7-14
k_{pt}	Крутост озубљења спреге погонски точак – гусеница	53	јед. 7-14
J_{GT}	Момент инерције маса горњег дела конструкције	54	јед. 7-16

ω_{gt}	Угаони померај гусенице при кретању по делу обима погонског точка	54	јед. 7-16
θ_{gt}	Угаона брзина гусенице при кретању по делу обима погонског точка	54	јед. 7-16
k_{ogt}	Коефицијент трења који узима у обзир оптерећење гусенице које зависи од брзине	54	јед. 7-16
m_m	Сва оптерећења погона једне гусенице која не зависе од брзине	54	јед. 7-16
$R_{pt}(t)$	Еквивалентни полупречник спрезања погонског точка и гусенице	56	јед. 7-18
n_z	Број зубаца погонског точка	56	јед. 7-18
R_{pt_sr}	Средњи полупречник спрезања погонског точка и гусенице	56	јед. 7-18
P	Притисак између површине налегања гусенице и тла	58	јед. 7-23
m	Маса вертикалног терета на гусеницу	58	јед. 7-23
F_G	Тежина терета	58	јед. 7-23
g	Убрзање силе теже	58	јед. 7-23
μ	Коефицијент трења између гусенице и тла	58	јед. 7-23
S	Површина гусенице којом се врши пренос терета на тло	58	јед. 7-23
dF_t	Елементарна сила трења између гусенице и подлоге	58	јед. 7-24
b	Ширина гусенице	58	јед. 7-24
L	Дужина гусенице	58	јед. 7-24
dF_{ry}	Попречна компонента елементарне силе трења	58	јед. 7-25
φ	Угао положаја елементарних површина	58	јед. 7-25
c	Полупречник кривине	58	јед. 7-25
dF_{rx}	Подужна компонента елементарне силе трења	58	јед. 7-26
dM_r	Елементарни отпорни момент трења	58	јед. 7-27
M_r	Отпорни момент трења	59	јед. 7-34
$f_1(\zeta)$	Нелинеарна функција која утиче на отпорни момент трења	59	јед. 7-34
$\zeta = 2 \frac{c}{L}$	Померај закретања гусенице	59	јед. 7-34
a_1	Константа једнака количнику броја 2 и дужине гусенице L	59	јед. 7-35
R	Полупречник кружне путање	59	јед. 7-35
$f_1(R)$	Нелинеарна функција која утиче на отпорни момент трења за a_1	59	јед. 7-36
$\mu_B(R)$	Бочни коефицијент трења	60	јед. 7-38
F_{rx}	Подужна компонента силе трења	60	јед. 7-39
$f_2(\zeta)$	Нелинеарна функција која утиче на подужну компоненту силе трења	61	јед. 7-43
$f_2(R)$	Нелинеарна функција која утиче на подужну компоненту силе трења за a_1	61	јед. 7-44

τ	Тангенцијални напон смицања тла	62	јед. 7-46
σ	Нормални напон напрезања тла	62	јед. 7-46
j	Смицање тла	62	јед. 7-46
K	Модуо деформације тла при смицању	62	јед. 7-46
dF_t	Елементарна сила смицања	62	јед. 7-47
$j_x(y, t)$	Смицање тла по x оси	62	јед. 7-48
$j_y(x, t)$	Смицање тла по y оси	62	јед. 7-49
$v_{x1}(t)$	Подужна компонента релативне брзине према тлу у свим тачкама спољашње гусенице - апроксимирана функција времена	62	јед. 7-52
$v_{x2}(t)$	Подужна компонента релативне брзине према тлу у свим тачкама унутрашње гусенице - апроксимирана функција времена	62	јед. 7-53
$v_{y1}(t)$	Попречна компонента релативне брзине према тлу у свим тачкама спољашње гусенице - апроксимирана функција времена	63	јед. 7-54
$v_{y2}(t)$	Попречна компонента релативне брзине према тлу у свим тачкама унутрашње гусенице - апроксимирана функција времена	63	јед. 7-55
$j_{x1}(t)$	Временска промена смицања тла по x оси спољашње гусенице	63	јед. 7-56
$j_{x2}(t)$	Временска промена смицања тла по x оси унутрашње гусенице	63	јед. 7-57
$j_{y1}(t)$	Временска промена смицања тла по y оси спољашње гусенице	63	јед. 7-58
$j_{y2}(t)$	Временска промена смицања тла по y оси унутрашње гусенице	63	јед. 7-59
dF_{rx1}	Елементарна компонента силе трења по x оси спољашње гусенице	63	јед. 7-60
dF_{rx2}	Елементарна компонента силе трења по x оси унутрашње гусенице	63	јед. 7-61
T_{x1}	Временска константа x компоненте силе трења спољашње гусенице	63	јед. 7-62
T_{x2}	Временска константа x компоненте силе трења унутрашње гусенице	63	јед. 7-63
dF_{ry1}	Елементарна компонента силе трења по y оси спољашње гусенице	64	јед. 7-64
dF_{ry2}	Елементарна компонента силе трења по y оси унутрашње гусенице	64	јед. 7-65
T_{y1}	Временска константа y компоненте силе трења спољашње гусенице	64	јед. 7-66
T_{y2}	Временска константа y компоненте силе трења унутрашње гусенице	64	јед. 7-67
$F_{KONST.}$	Сила која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције	64	јед. 7-68
$\Delta\alpha$	Угаона еластична деформација конструкције	64	јед. 7-68
k_α	Коефицијент увијања конструкције доње градње око вертикалне осе	64	јед. 7-68
k_u	Коефицијент конструкције	64	јед. 7-68
$M_{r\Delta\alpha}$	Општи израз за отпорни момент трења у функцији од ралике брзина и угаоне еластичне деформације конструкције	65	јед. 7-75
$M_{r\Delta\alpha1}$	Отпорни момент трења спољашње гусенице у функцији од разлике брзина и угаоне еластичне деформације конструкције	65	јед. 7-76
$M_{r\Delta\alpha2}$	Отпорни момент трења унутрашње гусенице у функцији од разлике брзина и угаоне еластичне деформације конструкције	65	јед. 7-77

$F_{rx1}(t)$	Подужна компонента силе трења спољашње гусенице у функцији времена	66	јед. 7-83
$F_{rx2}(t)$	Подужна компонента силе трења унутрашње гусенице у функцији времена	66	јед. 7-84
$\mu_k(t)$	Коефицијент кинематског трења између гусенице и тла при кретању	67	јед. 7-85
$k(t)$	Општи израз за коефицијент трења који уважава утицај релативних брзина према тлу на интезитет компоненти сила трења	67	јед. 7-86
$ v_{rel} $	Апсолутна вредност релативне брзине према тлу	67	јед. 7-86
v_n	Номинална вредност праволинијске брзине	67	јед. 7-86
$k_{pod.1}(t)$	Подужни коефицијент трења спољашње гусенице као експоненцијална функција времена	67	јед. 7-87
$k_{pod.1}$	Интезитет подужног коефицијента трења спољашње гусенице	68	јед. 7-89
$k_{pod.2}(t)$	Подужни коефицијент трења унутрашње гусенице као експоненцијална функција времена	68	јед. 7-90
$k_{pod.2}$	Интезитет подужног коефицијента трења унутрашње гусенице	68	јед. 7-92
$k_{popr.1}(t)$	Попречни коефицијент трења спољашње гусенице као експоненцијална функција времена	68	јед. 7-93
$k_{popr.1}$	Интезитет попречног коефицијента трења спољашње гусенице	68	јед. 7-95
$k_{popr.2}(t)$	Попречни коефицијент трења унутрашње гусенице као експоненцијална функција времена	68	јед. 7-97
$k_{popr.2}$	Интезитет попречног коефицијента трења унутрашње гусенице	68	јед. 7-99
$F_{d1}(t)$	Динамичка сила спрезања између погонског точка и спољашње гусенице	70	јед. 7-102
$F_{dr1}(t)$	Динамичка сила спољашње гусенице која учествује у стварању момента спрега којим се конструкција обрће око вертикалне осе ротације при кретању по кружној путањи	70	јед. 7-102
$F_{const.1}$	Компонента оптерећења која не зависи од брзине спољашње гусенице	70	јед. 7-102
$F_{kv.1}(v_1)$	Компонента оптерећења која зависи од брзине спољашње гусенице	70	јед. 7-102
$F_{d2}(t)$	Динамичка сила спрезања између погонског точка и унутрашње гусенице	71	јед. 7-103
$F_{dr2}(t)$	Динамичка сила унутрашње гусенице која учествује у стварању момента спрега којим се конструкција обрће око вертикалне осе ротације при кретању по кружној путањи	71	јед. 7-103
$F_{const.2}$	Компонента оптерећења која не зависи од брзине унутрашње гусенице	71	јед. 7-103
$F_{kv.2}(v_2)$	Компонента оптерећења која зависи од брзине унутрашње гусенице	71	јед. 7-103
I_z	Момент инерције при ротацији око вертикалне осе	71	јед. 7-104
k_{Ω}	Коефицијент трења конструкције доње градње према тачкама улежиштења доње градње	72	јед. 7-105
$m_{KONST.}$	Момент торзије услед увијања конструкције око вертикалне осе	72	јед. 7-106
c_{G1}	Коефицијент трења озубљења зубаца погонског точка – спољашња гусеница	78	јед. 8-8
k_{G1}	Коефицијент крутости озубљења зубаца погонског точка – спољашња гусеница	78	јед. 8-8
θ_{m1}	Угаони померај вратила мотора 1– спољашња гусеница	78	јед. 8-8
θ_{gr1}	Угаони померај спољашње гусенице при кретању по делу обима погонског точка	78	јед. 8-8
δ_1	Зазор у озубљењу погонски точак- спољашња гусеница	78	јед. 8-8

ω_{m1}	Угаона брзина вратила мотора 1 спољашње гусенице	78	јед. 8-9
s_1	Пређени праволинијски пут спољашње гусенице	79	јед. 8-13
c_{G2}	Коефицијент трења озубљења зубаца погонског точка – унутрашња гусеница	80	јед. 8-22
k_{G2}	Коефицијент крутости озубљења зубаца погонског точка – унутрашња гусеница	80	јед. 8-22
θ_{m2}	Угаони померај вратила мотора 1– унутрашња гусеница	80	јед. 8-22
θ_{gt2}	Угаони померај унутрашње гусенице при кретању по делу обима погонског точка	80	јед. 8-22
δ_2	Зазор у озубљењу погонски точак-унутрашња гусеница	80	јед. 8-22
ω_{m2}	Угаона брзина вратила мотора 1 унутрашње гусенице	80	јед. 8-22
s_2	Пређени праволинијски пут унутрашње гусенице	80	јед. 8-22
J_{sv1}	Сведени момент инерције на вратило мотора који потиче од делова механичке трансмисије погона спољашње гусенице који су круто спрегнути	81	јед. 8-26
J_{m1}	Момент инерције мотора спољашње гусенице	81	јед. 8-26
J_{r1}	Момент инерције редуктора спољашње гусенице	81	јед. 8-26
J_{pt1}	Момент инерције погонског точка спољашње гусенице	81	јед. 8-26
i_1	Преносни однос редуктора спољашње гусенице	81	јед. 8-26
T_{m1}	Временска константа механичког дела погона свих круто спрегнутих делова у погону спољашње гусенице	82	јед. 8-30
J_{sv2}	Сведени момент инерције на вратило мотора који потиче од делова механичке трансмисије погона унутрашње гусенице који су круто спрегнути	83	јед. 8-36
J_{m2}	Момент инерције мотора унутрашње гусенице	83	јед. 8-36
J_{r2}	Момент инерције редуктора унутрашње гусенице	83	јед. 8-36
J_{pt2}	Момент инерције погонског точка унутрашње гусенице	83	јед. 8-36
i_2	Преносни однос редуктора унутрашње гусенице	83	јед. 8-36
T_{m2}	Временска константа механичког дела погона свих круто спрегнутих делова у погону унутрашње гусенице	84	јед. 8-40
ω_{gt}	Угаона брзина гусенице на делу обима погонског точка	85	јед. 8-44
J_{GT}	Момент инерције маса горњег дела конструкције	85	јед. 8-44
M	Маса горњег дела конструкције	85	јед. 8-45
k_v	Коефицијент трења који узима у обзир оптерећења зависна од праволинијске брзине	85	јед. 8-45
$F(v_1 - v_2)$	Отпорне силе које зависе од разлике брзина гусеница при кретању по кружној путањи	85	јед. 8-47
$M_1 = M/2$	Маса терета на спољашњој гусеници при симетричној расподели укупне масе	86	јед. 8-48
v_1	Брзина праволинијског кретања спољашње гусенице	86	јед. 8-48
F_{Opt1}	Укупна отпорна сила на погонском точку спољашње гусенице	86	јед. 8-48
$F_{con.1}$	Оптерећење спољашње гусенице које не зависи од брзине	86	јед. 8-49

$F_{kv1}(v_1)$	Оптерећење спољашње гусенице које зависи од брзине праволинијског кретања	86	јед. 8-49
$F_{rx1}(v_1 - v_2)$	Оптерећење спољашње гусенице које зависи од разлике брзина у току кретања по кружној путањи	86	јед. 8-49
T_{v1}	Временска константа у погону унутрашње гусенице која уважава утицај вертикалне масе	86	јед. 8-52
$M_2 = M/2$	Маса терета на унутрашњој гусеници при симетричној расподели укупне масе	89	јед. 8-64
v_2	Брзина праволинијског кретања унутрашње гусенице	89	јед. 8-64
F_{Opt2}	Укупна отпорна сила на погонском точку унутрашње гусенице	89	јед. 8-64
$F_{con.2}$	Оптерећење унутрашње гусенице које не зависи од брзине	89	јед. 8-65
$F_{kv2}(v_2)$	Оптерећење унутрашње гусенице које зависи од брзине праволинијског кретања	89	јед. 8-65
$F_{rx2}(v_1 - v_2)$	Оптерећење унутрашње гусенице које зависи од разлике брзина у току кретања по кружној путањи	89	јед. 8-65
T_{v2}	Временска константа у погону унутрашње гусенице која уважава утицај вертикалне масе	89	јед. 8-68
$\Delta\Omega$	Брзина промене угаоне еластичне деформације	92	јед. 8-80
T_{Ω}	Временска константа која уважава утицај момента инерције при ротацији погона транспорта око вертикалне осе	92	јед. 8-83
DDCS	Оптички комуникациони систем за дистрибуиране погоне	103	
$(m_{e1*} - m_{e2*})$	Разлика тренутних вредности момената мотора у току кретања по кружној путањи	108	јед. 10-5
$R_{pII*}(t)$	Временска промена еквивалентног полупречника погонског точка на спољашњој гусеници	108	јед. 10-5
$R_{pIII*}(t)$	Временска промена еквивалентног полупречника погонског точка на унутрашњој гусеници	108	јед. 10-5
$\Delta m_{e*}^-(t)_A$	Разлика измерених тренутних вредности момената мотора гусенице <i>I</i> и <i>II</i> у току фазе кретања „А“	110	јед. 10-11
$\Delta m_{e*}^-(t)_B$	Разлика измерених тренутних вредности момената мотора гусенице <i>I</i> и <i>II</i> у току фазе кретања „В“	111	јед. 10-12
$\Delta m_{e*}^-(t)_C$	Разлика измерених тренутних вредности момената мотора гусенице <i>I</i> и <i>II</i> у току фазе кретања „С“	111	јед. 10-13
$\Delta m_{e*}^+(t)_A$	Сума измерених тренутних вредности момената мотора гусенице <i>I</i> и <i>II</i> у току фазе кретања „А“	111	јед. 10-14
$\Delta m_{e*}^+(t)_B$	Сума измерених тренутних вредности момената мотора гусенице <i>I</i> и <i>II</i> у току фазе кретања „В“	112	јед. 10-15
$\Delta m_{e*}^+(t)_C$	Сума измерених тренутних вредности момената мотора гусенице <i>I</i> и <i>II</i> у току фазе кретања „С“	112	јед. 10-16
$\Delta m_{e*sr_A}^-$	Средња вредност разлике измерених момената мотора у току фазе „А“	113	јед. 10-17
$\Delta m_{e*sr_B}^-$	Средња вредност разлике измерених момената мотора у току фазе „В“	113	јед. 10-18
F_{rx1*sr_B}	Средња вредност подужне компоненте отпорне силе гусенице <i>I</i> у току фазе „В“,	113	јед. 10-18
F_{rx2*sr_B}	Средња вредност подужне компоненте отпорне силе гусенице <i>II</i> у току фазе „В“,	113	јед. 10-18
$F_{KONST.*sr_B}$	Средња вредност силе која потиче од утицаја еластичне угаоне деформације конструкције у току фазе „В“,	113	јед. 10-18
$\Delta m_{e*sr_C}^-$	Средња вредност разлике измерених момената мотора у току фазе „С“	113	јед. 10-19
$F_{KONST.*sr_C}$	Средња вредност силе која потиче од утицаја угаоне еластичне деформације конструкције у току фазе „С“.	113	јед. 10-19

$\Delta m_{e^*sr_A}^+$	Средња вредност суме измерених момената мотора у току фазе „А“	114	јед. 10-20
$\Delta m_{e^*sr_B}^+$	Средња вредност суме измерених момената мотора у току фазе „В“	114	јед. 10-21
$\Delta m_{e^*sr_C}^+$	Средња вредност суме измерених момената мотора у току фазе „С“	114	јед. 10-22
a	Однос подужних компоненти отпорних сила	115	јед. 10-28
Sim_w ₁	Дијаграм брзине мотора 1 добијен симулацијом	123	сл. 10.1
Sim_w ₂	Дијаграм брзине мотора 2 добијен симулацијом	123	сл. 10.1
Sim_m _{e1}	Дијаграм момента мотора 1 добијен симулацијом	123	сл. 10.2
Sim_m _{e2}	Дијаграм момента мотора 2 добијен симулацијом	123	сл. 10.2
F_{rx1}	Подужна компонента силе трења спољашње гусенице	123	сл. 10.2
F_{rx2}	Подужна компонента силе трења унутрашње гусенице	123	сл. 10.2
$F_{kon.}$	Сила која потиче од угаоне еластичне деформације конструкције	123	сл. 10.2
M_r	Отпорни момент трења	123	сл. 10.2
Exp_w ₁	Дијаграм измерене брзине мотора 1	124	сл. 10.3
Exp_w ₂	Дијаграм измерене брзине мотора 2	124	сл. 10.3
Exp_m _{e1}	Дијаграм измереног момента мотора 1	124	сл. 10.3
Exp_m _{e2}	Дијаграм измереног момента мотора 2	124	сл. 10.3
Exp_m _{e1} - Exp_m _{e2}	Дијаграм разлике тренутних вредности измерених момената мотора 1 и 2	124	сл. 10.3
Sim_m _{e1} - Sim_m _{e2}	Дијаграм разлике тренутних вредности момената мотора 1 и 2 добијених симулацијом на динамичком моделу	124	сл. 10.3
Exp_m _{e1} + Exp_m _{e2}	Дијаграм суме тренутних вредности измерених момената мотора 1 и 2	124	сл. 10.4
Sim_m _{e1} + Sim_m _{e2}	Дијаграм суме тренутних вредности момената мотора 1 и 2 добијених симулацијом на динамичком моделу	124	сл. 10.4

14. ПРИЛОГ 2 –БАГЕР SRS - 400



Фотографија - Багер SRS -400

Основни технички подаци багера SRs-400:

Теоретски капацитет растреситог материјала:

- на јаловини	2.800 m ³ /h
- на угљу	1.960 m ³ /h

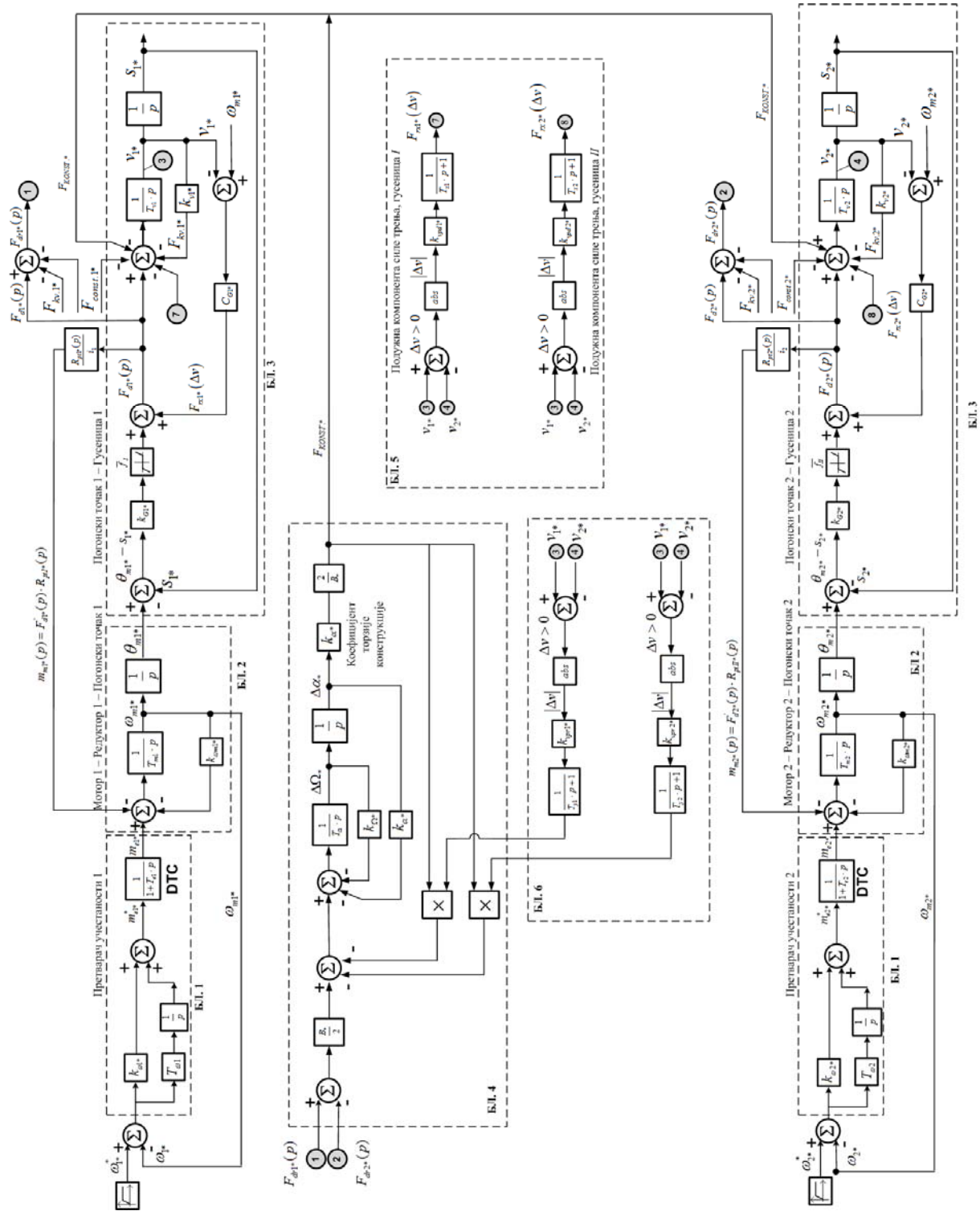
Максимална висина копања	14 m
Највиши положај средине точка изнад планума	13,25 m
Максимална висина при нагибу траке 23 ⁰	9,5 m
Снага мотора погонског радног точка	500 kW

Радна тежина багера (стални терет)	530 t
Средњи притисак на тло	9,5 N/cm ²
Брзина кретања багера	6 m/min
Дужина багара	42 m
Ширина багера	12 m
Висина багера	13 m

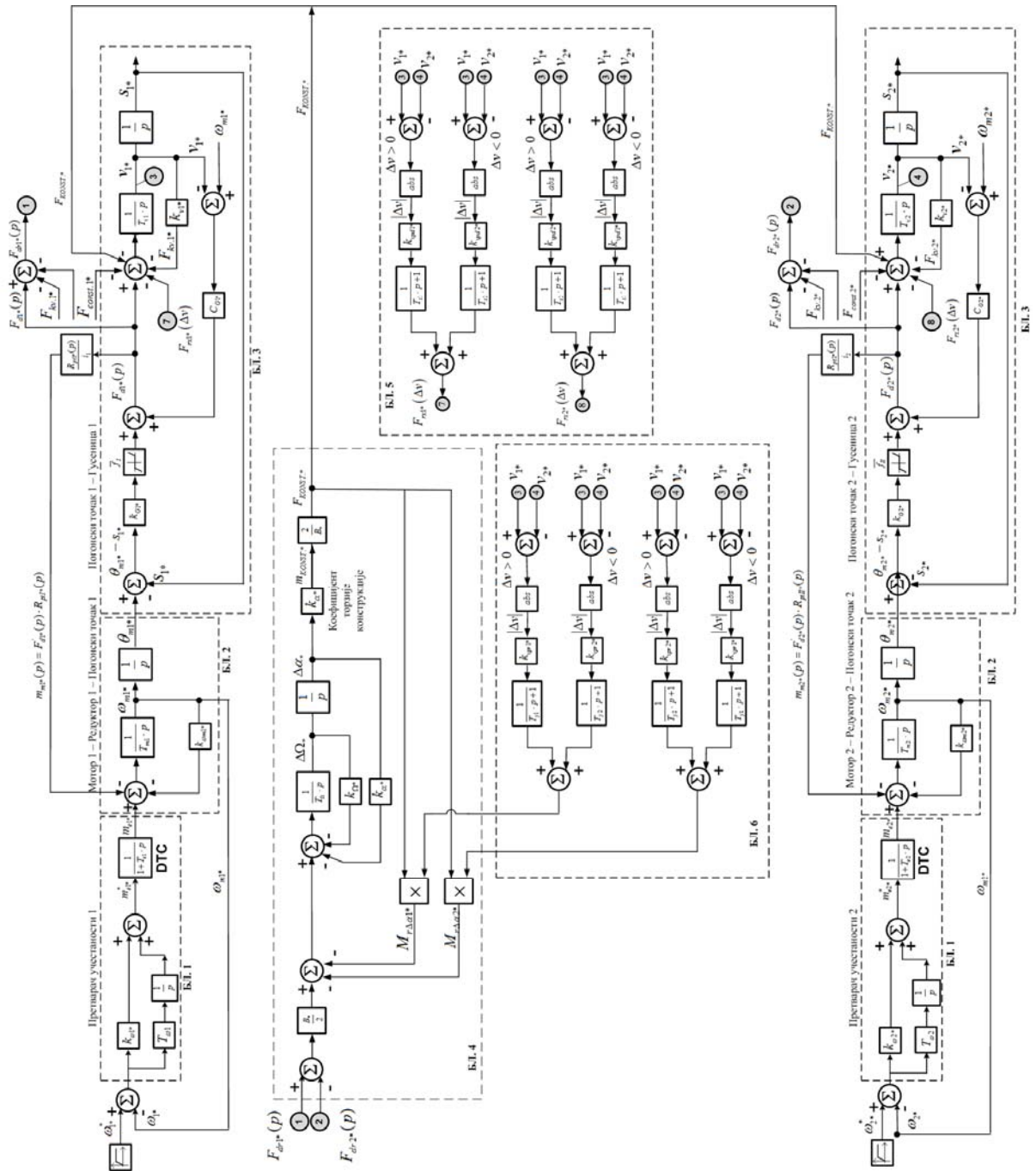
Две гусенице на 4 точка ослоњене	
Ширина гусеничних плаоча	3.200 mm
Корак чланака	650 mm
Број гусеничних чланака-плаоча на гусеници	32 x2 = 66
Одстојање од средине погонског точка до средине затезног точка	7,9 m

Транспортна трака ширине	1,4 m
Брзина кретања траке	4,5 m/s

15. ПРИЛОГ 3 – ОСНОВНИ ДИНАМИЧКИ МОДЕЛ



16. ПРИЛОГ 4 – МОДИФИКОВАНИ ДИНАМИЧКИ МОДЕЛ



Прилог 3.

Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Приштини, са привременим седиштем у Косовској Митровици унесе моју докторску дисертацију под насловом:

ВИШЕМОТОРНИ РЕГУЛИСАНИ ЕЛЕКТРИЧНИ ПОГОН СА ПРОМЕНЉИВОМ СТРУКТУРОМ МЕХАНИЧКЕ СПРЕГЕ

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Приштини са привременим седиштем у Косовској Митровици могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство
2. Ауторство - некомерцијално
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима
5. Ауторство – без прераде
6. Ауторство – делити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

Потпис докторанда



У Косовској Митровици, 29.11.2023.год.

1. Ауторство - Дозвољавање умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.

2. Ауторство – некомерцијално. Дозвољавање умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.

3. Ауторство - некомерцијално – без прераде. Дозвољавање умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.

4. Ауторство - некомерцијално – делити под истим условима. Дозвољавање умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.

5. Ауторство – без прераде. Дозвољавање умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.

6. Ауторство - делити под истим условима. Дозвољавање умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.

8. Ауторство – делити под истим условима

Молимо да засигурате свај радњу од шест поменутих лиценци, пратећу ове лиценци дат је на пољубити листи

Потпис докторанца

У Косовској Митровици