

РЕЗИМЕ

Вишеосовинска возила се користе у војне, цивилне, специјалне, спортске и друге сврхе. Како би повећали проходност возила, најефикаснији начин је остваривање погона преко свих точкова или коришћење гусеница као кретања. Паразитска снага је практично увек присутна код свих блокираних развода, а утолико је значајнија уколико се ради о већим брзинама кретања возила. Због постојања тангенцијалне еластичности точкова омогућено је да точкови прелазе различите путеве при криволинијском кретању. Примена погона на свим точковима код возила има за циљ обезбеђење максимално могуће вучне силе на точковима. Велики број осовина и погонских точкова аутомобила условљава сложен систем за пренос снаге.

Проучавање расподеле снаге на точкове у различитим шемама снаге протока као главни параметар узима се момент доведен на погонске точкове али при малим убрзањима. Расподела снаге међу осовинама и погонских мостова утиче на укупну ефикасност само када су механичке ефикасности грана погонских мостова различите. Код погонских осовина са осним диференцијалом, погонски момент се расподељује равномерно на лево и десно полувратило. Савремени системи за пренос снаге (трансмисија), системи за напајање мотора горивом, системи за кочење, управљање машинама, као и контролу елемената радних процеса, морају бити контролисани савременим електронским компонентама.

Кључне речи: вишеосовинска возила, циркулација снаге код вишеосовинских возила

Abstract

Multi-axis vehicles used in military, civilian, vocational, sporting and other purposes. To increase the mobility of vehicles, the most effective way is through the implementation of all wheel drive, or use of caterpillars as a movement of people. Parasitic power is almost always present in all blocked a divorce, and all the more important when it comes to high speed of the vehicle. Because of the tangential elasticity of the wheels allows the wheels to cross the different ways in curvilinear motion. Application of the All Wheel Drive with Vehicle aims to ensure the maximum possible traction at the wheels. A large number of axles and drive wheels of a car causes a complex system of power transmission.

The study of the distribution of power to the wheels at different power flow patterns as the main parameter to take moment brought to the driven wheels, but at low accelerations. The distribution of power between the drive shafts and bridges affect the overall efficiency only when the mechanical efficiency of propulsion bridges the different branches. When the drive shaft with axial differential, drive torque is distributed evenly to the left and right shafts. Modern systems for power transmission (transmission), power supply systems for motor fuel, brake systems, machine control, and control elements of the workflow must be controlled with modern electronic components.

Keywords: Multi-axis vehicles, multi-circulation power vehicles for multi-axis vehicles

ЛИСТА ТАБЕЛА

Табела	Страница
1 Двоосовинска возила: размештај осовина и погона	9
2 Троосовинска возила: размештај осовина и погона	11
3 Четвороосовинска возила: размештај осовина и погона	12
4 А – први период - Оба точка проклизавају, осовина је погонска	33
5 В – други период – Точак 1 проклизава, точак 2 има чисто котрљање осовина је погонска	33
6 C_1 – трећи период – Оба точка имају чисто котрљање, осовина је погонска	34
7 C_2 – трећи период – Точак 1 је погонски а точак 2 је слободан, осовина је погонска	34
8 C_3 – трећи период – Точак 1 је погонски а точак 2 је неутралан, осовина је погонска	34
9 C_4 – трећи период – Точак 1 је погонски а точак 2 је гоњени, осовина је погонска	35
10 C_5 – трећи период – Точак 1 је погонски, точак 2 кочени, осовина је погонска	35
11 C_6 – трећи период – Точак 1 је погонски, точак 2 кочени, осовина је слободна	35
12 C_7 – трећи период – Точак 1 је погонски, точак 2 кочени, осовина је неутрална	36
13 C_8 – трећи период – Точак 1 је погонски, точак 2 кочени, осовина је гоњена	36
14 C_9 – трећи период – Точак 1 је погонски, точак 2 кочени, осовина је кочена	36
15 C_{10} – трећи период – Точак 1 је погонски, точак 2 кочени, осовина је кочена	37
16 C_{11} – трећи период – Точак 1 је неутралан, точак 2 кочени, осовина је кочена	37
17 C_{12} – трећи период – Точак 1 је гоњени, точак 2 кочени, осовина је кочена	37
18 C_{13} – трећи период – Оба точка имају чисто котрљање и резултује кретање ја кочење, осовина је кочена	38
19 D – четврти период – Точак 1 има чисто котрљање, точак 2 проклизава, осовина је кочена	38
20 E – пети период – оба точка проклизавају, осовина је кочена	38
21 кинематска неравномерност	71

ЛИСТА СЛИКА

Слика		Страница
1	Теренско двоосовинско возило високе проходности, Kamaz 4350 [13]	10
2	Теренско вишенаменско двоосовинско возило високе проходности, Unimog 406 [16]	10
3	Троосовинско возило високе проходности, Ural 4320 [14]	11
4	Четвороосовинско возило нормалне проходности, Iveco Trakker [15]	12
5	Четвороосовинско возило високе проходности, Oshkosh M1070	13
6	Пример зупчастог преносника	16
7	Пример зупчастог преносника са фрикционом спојницом	16
8	Ток снаге	16
9	Шематски приказ диференцијалног преноса	18
10	Шема двоосовинског возила	19
11	Шематски приказ осног диференцијала	19
12	Међуосни диференцијал	20
13	Илустрација стања кретања возила у карактеристичним условима	23
14	Ток снаге	24
15	Зависност клизања од силе на потезници трактора	29
16	Шема сила и момената који делују на осовину	31
17	Шема заокретања задње осовине	39
18	Однос обимних сила које делују на тачкове задње без диференцијалне осовине при кретању у кривини полупречника $R = \infty, 800, 400, 200, 100, 50 \text{ m}$	43
19	Шема расподеле снаге у систему осовине без диференцијала	47
20	Шема сила, момената и реакција које делују на троосовинско возило са две погонске осовине	48
21	Шема расподеле снаге троосовинског возила, за осовине 2 и 3, када је тачак 2 погонски, 3 кочени и осовина погонска	49
22	Кретање зглобног аутобуса	52
23	а) погонски систем без кинематске неравномерности; б) погонски систем са кинематском неравномерношћу, али без паразитске снаге; в) погонски систем са кинематском неравномерношћу и са паразиском снагом.	53

24	Шема система погона теретних возила	54
25	Коефицијент приањања точкова функција подужног клизања за различите подлоге: 1- чврста подлога (нпр. бетонски асфалт); 2 - попустљива подлога; 3 – врло мекана подлога	56
26	Утицај отпора кретању мобилне машине и кинематска неравномерност на бази компоненте степена корисности погонског моста	57
27	Утицај отпора кретању теретног возила и обимна деформанбилност пнеуматика на компоненту степена корисности погона	58
28	Утицај улазног момента на мењачу и коефицијента пријањања пнеуматика и тла на компоненту степена корисности трансмисије	59
29	Утицај кинематске неравномерности ε на процентуално повећање потрошње горива теретног возила са погоном на сва четири точка са предњим управљачким точковима при кретању у кривини и на бетонској подлози у односу на теретно возило са предњим погонским точковима	59
30	Одређивање еквивалентног полупречника, λ – фактор расподеле диференцијала	61
31	Шема произвољног вишеосовинског возила, 0–непогонска осовина, 1,2, ...,n – 1, n – погонске осовине, $L_1, L_2, \dots, L_n$ дужина сваке деонице, M_0 – тренутни пол	61
32	Шема модела за одређивање кинематске неравномерности возила са произвољним управљачким системом	62
33	Зависност кинематске неравномерности управљачког система возила код зглобних возила за различите положаје зглоба	63
34	Шема сила: а) које делују на точак, б) чворна тачка	65
35	Шема снаге протока: диференцијални пренос четири кола са једним мотором и дистрибуцију снаге између точкова на тврдој подлози	66
36	Зависност кинематске неревномерности од полупречника заокретања четвороосовинског возила	73
37	Зависност кинематске неравномерности од нагиба пута	75
38	Шема диференцијалног преноса снаге четвороосовинског возила са једним погонским агрегатом и погонским мостовима	77
39	Шема преноса снаге у контури трансмисије при кочењу: а) блокиран довод, б) диференцијални довод	83
40	Расподела кочионих сила код диференцијалног блокирања трансмисије, а) и б) кретање по сувом (0,7) и влажном путу (0.2) код диференцијалне трансмисије, в) и г) при блокираној трансмисији	85
41	Расподела сила при делимично блокираној трансмисији - а) сув пут, б)	86

	влажан пут (0.2)	
42	Укупна сила отпора котрљању возила са 1- једном, 2- две и 3- три погонске осовине	89
43	Биланс снаге возила	91
44	Погонске осовине возила	95
45	Механичка ефикасност погонског моста возила 4 х 4	98
46	Ефикасност радног транспортног режима возила 4 х 4	102
47	Ефикасност камиона 4 х 4 у функцији силе на потезници и оптерећења, (1) транспортна ефикасност, и (2) вучна ефикасност	104
48	Шематски приказ система за електронску контролу вуче	106
49	Инструменти за надзор оптерећења товарног сандука	108
50	Електронска јединица за контролу потрошње горива	109

ЛИСТА СИМБОЛА

Симбол

F_p	укупна обимна сила, [N]
F_o'	обимна сила која се преноси на леви точак осовине, [N]
F_o''	обимна сила која се преноси на десни точак осовине, [N]
R_f	отпор котрљању, [N]
R_α	отпор нагиба пута, [N]
R_i	отпор инерцијалних сила, [N]
R_v	отпор ваздуха, [N]
R_y	бочна сила отпора ваздуха, [N]
R_z	сила узгона, [N]
R_T	сила у центру точка, [N]
M_0	погонски момент, [Nm]
M_f	момент отпора котрљању, [Nm]
M_k	кочни момент, [Nm]
M_x	момент клаћења, [Nm]
M_y	момент галопирања, [Nm]
M_z	кочни момент пливања, [Nm]
v	брзина центра точка, [m/s]
v_0	обимна брзина точка, [m/s]
α	угао подужног нагиба пута, [°]
β	угао бочног нагиба пута, [°]
δ	угао повођења точка, [rad, °]
γ	угао бочног нагиба точка, [rad, °]
η_T	укупни механички степен корисности трансмисије, [/]
η_M	механички степен корисности мењача, [/]

η_0	укупни механички степен корисности главног преносника, [/]
η_k	укупни механички степен корисности зглобног преносника, [/]
k	коефицијент пропорционалности (крутост)
s	клизање точка, [/]
ω	угаона брзина точка, [rad/s]
γ	положај неуравнотежене масе точка
γ_{pr}	тангенцијална еластичност пнеуматика
F_n	центрифугална сила услед неуравнотежености пнеуматика, [N]
η_{rp}	степен корисности разводног преносника
η_{1m}	степен корисности преносника предњег моста, [/]
η_{2m}	степен корисности преносника задњег моста, [/]
λ_{2k}	клизање задњих точкова, када се укључује предњи погон, [/]
$\Delta\omega$	разлика угаоних брзина погонских точкова
P_R	ангажована снага за савлађивање спољних отпора, (ΣR)
P_e	потребна ефективна снага мотора,
$P_{\lambda 1}$	ангажована снага за клизање предњих точкова
P_t	ангажована снага за савлађивање унутрашњег трења и других унутрашњих отпора у систему преноса снаге
i_{o1}	преносни однос у предњем погонском мосту
i_{o2}	преносни однос у задњем погонском мосту
r_{d1}	динамички полупречник предњег точка, [m]
r_{d2}	динамички полупречник задњег точка, [m]
r_0	траг скретања, [m]
r_{fg}	полупречник котрљања у гоњеном режиму, [m]

САДРЖАЈ

РЕЗИМЕ	1
ЛИСТА ТАБЕЛА.....	2
ЛИСТА СЛИКА	3
ЛИСТА СИМБОЛА	6
1. Увод	10
2. Перформансе возила са погоном на све точкове	16
2.1. Паразитска снага [3]	16
2.2. Циркулација паразитске снаге у систему погона возила на све точкове	19
2.3. Биланс снаге код возила са погоном на све точкове	23
2.4. Системи развода снаге са механизмом слободног хода [1]	29
3. Услови појаве паразитске снаге	32
3.1. Кретање осовине без диференцијала	32
3.2. Циркулација паразитске снаге у систему без диференцијалног преноса снаге осовине	47
3.3. Циркулација снаге у систему без диференцијалног преноса снаге код троосовинског возила са две погонске осовине	49
3.4. Циркулација снаге код вишеделних возила [10]	52
4. Теоријска анализа расподеле снаге у трансмисији	65
4.3. Кинематска анализа рада система за пренос снаге	69
4.4. Конструктивно експлоатациони фактори	70
4.5. Криволинијско кретање	71
4.6. Неравнине пута	75
4.7. Анализа идеалног тока снаге	77
4.8. Формирање шеме тока трансмисије п-осовинског возила	78
4.9. Проток снаге у трансмисији при кочењу	83
5. Анализа губитка у трансмисији на основу функције расипања тока снаге	88
5.3. Методе за оцену губитака снаге и ефикасност возила са погоном на свим точковима	92
5.4. Механички губици у погонском мосту	95
5.5. Механички губици у систему точкова	99

5.5.1.	Вучни радни режим	99
5.5.2.	Транспорт у радном режиму	101
5.5.3.	Комбиновани радни режим	105
6.	Систем за контролу вуче [7]	107
6.3.	Савремене методе начина решавања система	108
7.	ЗАКЉУЧАК	111
8.	ЛИТЕРАТУРА	112

1. Увод

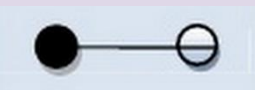
Вишеосовинска возила се користе у војне, цивилне, специјалне, спортске и друге сврхе. У војсци, вишеосовинска возила су пронашла примену код разних транспортера, носача ракета, покретних радионица, носача мостова и друго. У цивилне потребе, вишеосовинска формација возила се користи код против пожарних возила, код аутодизалица, итд. У спортској области се користи на тркама и такмичењу у проходности у чувеном "Truck trial", затим у релију "Paris Dakar", такмичења у вучи приколице, као и другим врстама такмичења. [5]

Подела возила према броју осовина се врши код теренских, теретних аутомобила и аутомобила за специјалне намене. Код путничког аутомобила постоје две осовине, једна управљачка и друга задња, без обзира на којој је осовини погон. Стандард SRPS MNO.010 не дефинише начин развођења погона на точкове, већ сврстава возила са аспекта проходности. Подврсте ових возила су: двоосовинска, троосовинска, четвороосовинска и вишеосовинска возила. [5]

Са аспекта проходности и савлађивању терена, возила се деле на:

- возила нормалне проходности (са погоном типа: 4 x 2, 6 x 2, 6 x 4, 8 x 2, 8 x 4),
- возила повишене проходности (са погоном типа: 4 x 4, 6 x 6, 8 x 8).

Табела 1 – Двоосовинска возила: размештај осовина и погона [5]

	Шема распореда осовина	Погонски тип точкова	Формула управљања осовина	Формула расподела погона	Намена и проходност
I		4 x 2	1-0	02	Возила нормалне проходности
II		4 x 2	1-0	10	Возила нормалне проходности
III		4 x 4	1-0	12	Возила повиш. и високе проходности
IV		4 x 2	0-1	10	Спороходна и возила унутрашњег транспорта

Распоред осовина: I - подељени распоред осовина, II – равномерни распоред осовина, III – распоред са средњим осовинама на блиском растојању, IV – неравномерни распоред осовина

У првој ознаци, први број означава број точкова, а други број погонских точкова, при чему се удвојени точкови не рачунају као посебни, већ као један точак повећане проходности. Примера ради, ознака 6 x 4 означава да возило има шест точкова, а да су четири погонска. Код ове формације је најчешће предња оsovина управљива, а задње две оsovине су погонске. [5]

На слици 1 је теренско двоосовинско возило високе проходности, док на на слици 2 је теренско вишенаменско возило високе проходности. Слика 3 нам приказује троосовинско возило високе проходности, слика 4 четвороосовинско возило нормалне и слика 5 високе проходности.

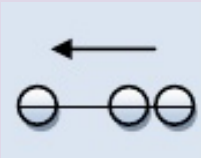
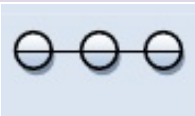


Слика 1 – Теренско двоосовинско возило високе проходности, Kamaz 4350 [13]



Слика 2 – Теренско вишенаменско двоосовинско возило високе проходности, Unimog 406 [16]

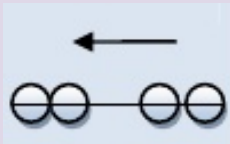
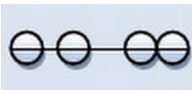
Табела 2 – Троосовинска возила: размештај осовина и погона [5]

	Шема распореда осовина	Погонски тип точкова	Распоред осовина	Формула управљања осовина	Формула расподела погона	Намена и проходност
I		6 x 4	1-2	1-00	023	Возила нормалне и повишене проходности
		6 x 2	1-2	1-00	020	Возила нормалне проходности
		6 x 6	1-2	1-00	123	Возила високе проходности
II		6 x 6	1-1-1	1-2-0	123	Возила високе проходности
		6 x 6	1-1-1	1-0-3	123	
III		6 x 6	2-1	12-0	123	Возила специјалне намене



Слика 3 – Троосовинско возило високе проходности, Ural 4320 [14]

Табела 3 – Четвороосовинска возила: размештај осовина и погона [5]

	Шема распореда осовина	Погонски тип точкова	Распоред осовина	Формула управљања осовина	Формула расподела погона	Намена и проходност
I		8 x 4	2-2	12-00	0034	Возила нормалне и повишене проходности
		8 x 6	2-2	12-00	1034	Возила нормалне проходности
		8 x 8	2-2	12-00	1234	Возила високе проходности
II		8 x 4	1-1-1-1	1-2-0-0	1234	Возила високе проходности
		8 x 8	1-1-1-1	1-0-0-4	1234	
III		8 x 8	1-2-1	1-00-1	1234	Возила специјалне намене
IV		8 x 8	1-1-2	1-2-00	1234	Возила високе проходности



Слика 4 – Четвороосовинско возило нормалне проходности, Ivesco Trakker [15]



Слика 5 – Четвороосовинско возило високе проходности, Oshkosh M1070

При погону точкова који су круто везани за погонско вратило између којих не постоји диференцијал, појављују се додатна оптерећења којима се може знатно увећати ангажована снага. Елементи трансмисије су додатно оптерећени, а погоршавају се и динамичке особине возила. Ове појаве скопчане су са појачаним клизањем и проклизавањем погонских точкова, као и појачаним хабањем пнеуматика.

Иста појава се јавља и код возила са погоном на више осовина када не постоји међудиференцијал или када су точкови удвојени. Често удвојени точкови су круто везани, а услови експлоатације захтевају различите брзине кретања точкова исте осовине што доводи до додатних оптерећења и ангажовања енергије погонског агрегата.

До описаних појава долази у случајевима:

- праволинијског кретања са неједнаким полупречницима котрљања,
- праволинијског котрљања по неравном путу и
- криволинијског кретања.

Уколико се занемари тангенцијална еластичност точкова веза између трансаторне брзине аутомобила v , угаоне брзине точка ω_T и полупречника котрљања r_f даље се описује карактер кретања:

$$v = \omega_T \cdot r_f - \text{чисто котрљање,}$$

$v > \omega_T \cdot r_f$ – делимично клизање,

$\omega_T = 0$ – потпуно клизање,

$v < \omega_T \cdot r_f$ – делимично проклизавање,

$v = 0$ – потпуно проклизавање.

Ако се усвоји да је брзина клизања vs позитивна величина и ако је усмерена у правцу транслаторног кретања точка, односно ако је негативна величина усмерена у супротном смеру у односу на транслаторну брзину возила, сва ранија разматрања стања кретања точка у зависности од брзине клизања су:

$vs = 0, v = \omega_T \cdot r_f$ – чисто котрљање,

$vs = v - \omega_T \cdot r_f = -\omega_T \cdot r_f$ – при чему је $v = 0$ – јавља се потпуно проклизавање,

$vs = v \cdot (\omega_T = 0)$ – потпуно клизање,

$vs = v - \omega_T \cdot r_f > 0$ – делимично клизање,

$vs = v - \omega_T \cdot r_f < 0$ – делимично проклизавање,

$vs = -(v + \omega_T \cdot r_f)$ – клизање и проклизавање.

2. Перформансе возила са погоном на све точкове

2.1. Паразитска снага [3]

Моторна возила се користе како по изграђеним саобраћајницама, тако и по неравним теренима или беспућу, а и по различитим врстама тла. Услови пријањања су често веома неповољни, док су отпори кретања по терену знатно већи. То може да смањи проходност возила, односно његову могућност кретања.

Како би повећали проходност возила, најефикаснији начин је остваривање погона преко свих точкова или коришћење гусеница као кретача. За транспортна возила шире намене, која осим кретања по беспућу треба да се користе и по изграђеним саобраћајницама, гусенични кретаачи су начелно неприкладни, па се једино практично решење своди на остваривање погона на све точкове. Тако се остварују одговарајуће силе пријањања, односно обезбеђује коришћење укупне масе возила за његову вучу. [3]

Остваривање погона преко свих точкова, изискује пуно проблема. Ако се ради о тзв. блокираном разводу снаге, тј. ако је кинематска веза између појединих точкова крута, може се остварити пуно искоришћење масе возила, свих маса које оптерећују поједине осовине возила (предњу и задњу, и све остале на којима се налазе погонски точкови).

Постоје различити кинематски услови котрљања појединих точкова при кретању возила, нарочито по беспућу. На пример кретање у кривини, неједнаки полупречници точкова због неједнаког притиска или степена истрошености, неравно тло, итд. Крута веза између погонских точкова доводи до појаве паразитске снаге, која циркулише у преносном систему возила и која може знатно да повећа укупни ниво његовог оптерећења.

Појам паразитске снаге се може објаснити на једноставном примеру.

Ако посматрамо један елементарни зупчасти преносник, са два зупчаста пара, (А и В, слика 6), који имају различите преносне односе ($i_A \neq i_B$) - довођењем погона преко коничног пара (К), због кинематске неусаглашености, доћи ће до увијања целог система, а посебно вратила (1) и (2), као торзионо најеластичнијих. Све док се зупчаник (К) окреће, увијање ће се стално повећавати а тиме и тангенцијални напон у вратилима. Очигледно је да ће на крају доћи до границе издржљивости материјала и неко од вратила или зупчаника ће се сломити. [3]

Ако на пример уградимо неку фриксиону спојницу са одређеним моментом ношења у вратило (2), као што је на слици 7, при достизању момента увијања који одговара ношењу фриксионе спојнице, спојница ће проклизавати. Брзина клизања спојнице, клизање на фриксионим површинама, директно је одређена преносним односом i_A . За све време окретања зупчаника (К) однос i_B одржаваће се константним. Тиме је спречена појава лома вратила, под условом да је момент ношења спојнице довољно мањи од торзионе издржљивости вратила, али ће цео систем бити стално допунски оптерећен одговарајућим моментом.

Уз одговарајући број обртаја који се доводи до зупчаника (К), овај момент представља основни извор паразитске снаге која оптерећује систем. Сам назив

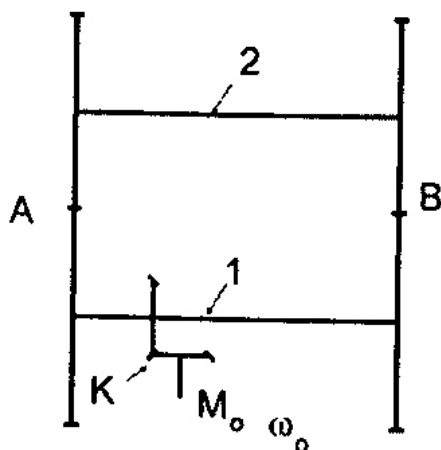
паразитска потиче од тога што се она не преноси у целини и на преносник (K), односно елементе погона ван посматраног зупчастог преносника. [3]

Слику 7, допунићемо бројним подацима како би боље схватили суштину.

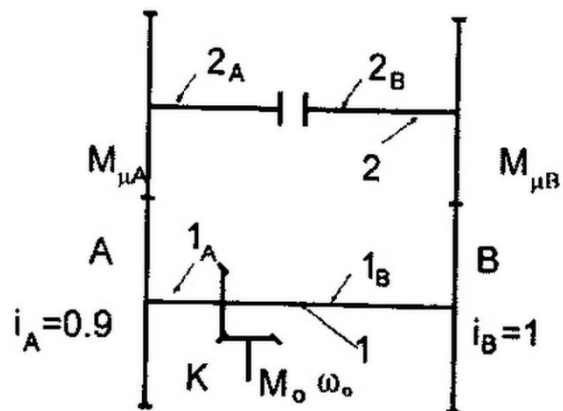
$i_A = 9/10 = 0,9$ и $i_B = 10/10 = 1$ - преносни односи,

$M_n = 1000 \text{ Nm}$ – момент ношења спојнице,

$M_{\mu A} = M_{\mu B} = 100 \text{ Nm}$ - степен корисности зупчастих парова изражени као момент трења зупчаника и одговарајућих лежајева.



Слика 6 – Пример зупчастог преносника [3]



Слика 7 - Пример зупчастог преносника са фрикцијом [3]

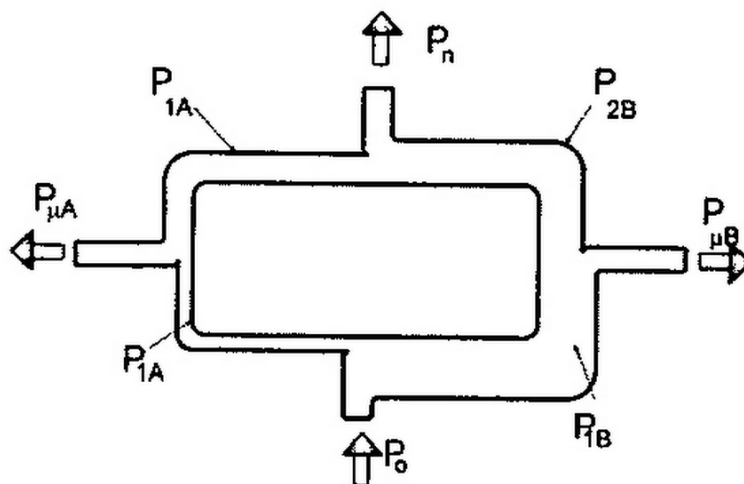
Ако се погон остварује са $n_0 = 955 \text{ min}^{-1}$, потребна снага на улазу у зупчасти преносник (K) износи:

$$P_0 = P_{\mu A} + P_{\mu B} + P_n \quad (2.1)$$

или

$$P_0 = M_{\mu A} \omega_0 i_A + M_{\mu B} \omega_0 i_B + M_n \Delta \omega \quad (2.2)$$

$\Delta \omega = \omega_0 i_B - \omega_0 i_A$ - разлика угаоних брзина полувратила ω_{2B} и ω_{2A} која одређује клизање спојнице.



Слика 8 – Ток снаге [3]

Уношењем бројних вредности, добија се:

$$P_0 = 29 \text{ kW}, \quad P_{2A} = M_n \omega_0 i_A = 90 \text{ kW}, \quad P_{2B} = M_n \omega_0 i_B = 100 \text{ kW} \quad (2.3)$$

при чему се снага ангажује на клизање спојнице: $P_n = P_{2B} - P_{2A} = 10 \text{ kW}$ (2.4)

део вратила 1_A преносиће снагу:

$$P_{1A} = P_{2A} - P_{\mu A} = 81 \text{ kW} \quad (2.5)$$

пошто је:

$$P_{\mu A} = M_{\mu A} \omega_0 i_A = 9 \text{ kW} \quad (1.6)$$

Тада ће део вратила 1_B преносити снагу:

$$P_{1B} = P_{1A} + P_0 = 110 \text{ kW} \quad (2.7)$$

тако да важи:

$$P_{2B} = P_{1B} - P_{\mu B} = 100 \text{ kW} \quad (2.8)$$

Паразитску снагу која циркулише кроз систем представља снага P_{1A} , допунски оптерећујући све елементе преносника, слика 8. Она је знатно већа од снаге P_0 , потребне за рад преносника. Делимично повећање снаге P_0 изазива паразитска снага, која је потребна за рад преносника. У датом примеру ово је узето у обзир кроз

повећање вредности момента отпора трења у зупчастим паровима M_μ , који би без паразитске снаге имали мање вредности. [3]

2.2. Циркулација паразитске снаге у систему погона возила на све точкове

Поједностављени претходни пример може се непосредно применити и на проблематику циркулације паразитске снаге код блокираног развода снага на погонске точкове. Из тог разлога се прво разматра пример дат на слици 9, који се односи само на једну погонску осовину возила, са два погонска точка. [1,3]

Тло на које се возило ослања може се апроксимирати преко два точка бесконачног пречника, по којем се котрљају погонски точкови на које делују радијалне силе Z_T и okreћу се бројем обртаја n_T . Као у примеру на сликама 6 и 7, уместо зупчастих веза овде се веза између точкова и тла остварује трењем, односно силама пријањања. Ако погонски точкови нису једнаког полупречника, $r_A < r_B$, или ако се погонска осовина креће у кривини, тако да точак А треба за исто време да пређе већи пут од точка В, (точак А је спољашњи, а В унутрашњи), један од погонских точкова ће проклизати.

Погонску осовину тада оптерећују моменти :

$$M_{\varphi A} = Z_{TA} \varphi_A r_A \quad \text{или} \quad M_{\varphi B} = Z_{TB} \varphi_B r_B \quad (2.9)$$

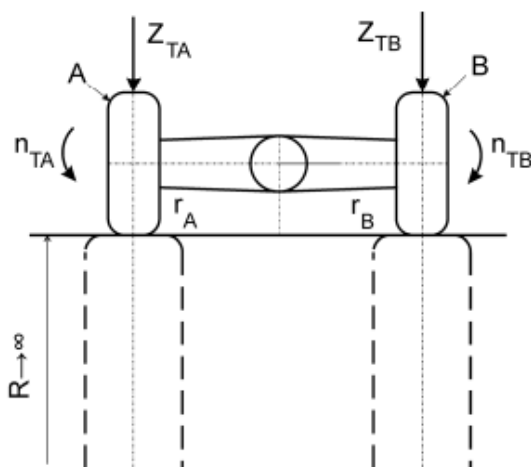
у зависности од тога који је од ова два момента мањи.

Овај моменат, који представља момент на граници пријањања, има исти смисао као и момент ношења спојнице у претходном примеру, па тако изазвана паразитска снага има приближну вредност уз занемаривање унутрашњих губитка снаге:

$$P_c = M_\varphi \Delta\omega \quad (2.10)$$

$\Delta\omega$ - разлика угаоних брзина погонских точкова.

Ова паразитска снага циркулише кроз погонску осовину и тло, како је то шематски на слици 9 приказано.

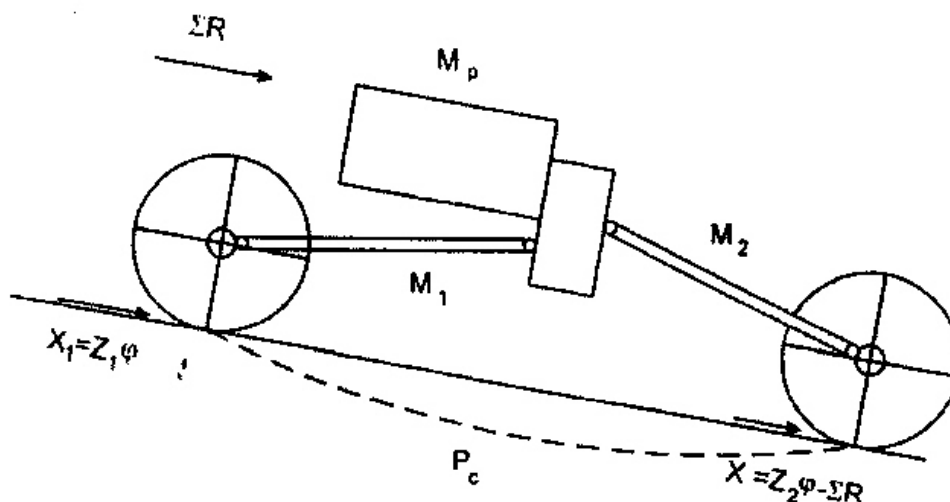


Слика 9 – Шематски приказ диференцијалног преноса

Како је шематски приказано на слици 10, иста појава се јавља и у случају погона на два моста. Овде се претпоставља погон на две осовине, уз занемаривање релативних односа точкова на једној осовини.

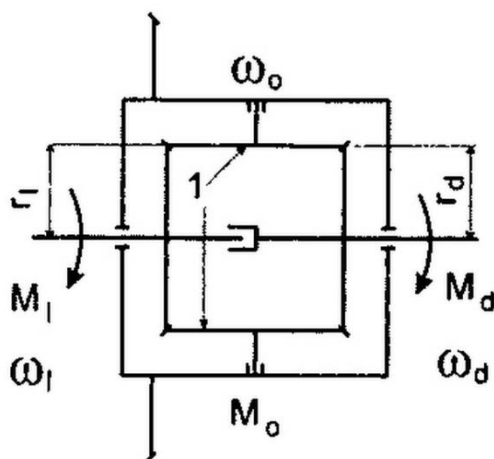
У случају неједнаких точкова (r_1 и r_2) или других кинематских услова (кретање у кривини и сл.) јавља се паразитска снага, која циркулише кроз одговарајући део преносног система и тло, како је то приказано на слици 10. У блокираном систему развода се јавља паразитска снага, само ако постоје одговарајући кинематски услови, односно ако точкови нису једнаког полупречника, ако се од точкова захтева да за исто време прелазе различите путеве, итд.

Кретање возила је увек праћено овим условима, ако ништа више, онда бар због потребе промене правца кретања, односно кретања у кривини. Често је случај да неједнаке путеве поједних точкова диктира и нераван терен, различити полупречници точкова изазвани неједнаким унутрашњим притисцима, неједнаким истрошењем, различитим произвођачима, итд. Зато је паразитска снага практично увек присутна код свих блокираних развода, а утолико је значајнија уколико се ради о већим брзинама кретања возила. [1,3]

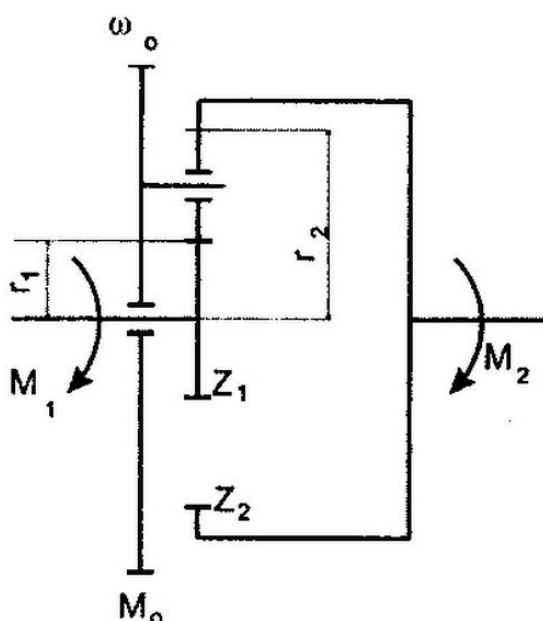


Слика 10 – Шема двоосовинског возила

Спречавање појаве паразитске снаге на погонском мосту остварује се диференцијалним преносником. Овај преносник омогућава да се погонски момент преноси на точкове, када су њихове угаоне брзине различите. Диференцијални преносник омогућава да се задовоље одговарајући кинематски захтеви, тј. да се један точак обрће брже од другог и то без клизања у споју са тлом, слика 11. Самим тим, нема никаквих допунских момената који оптерећују преносни систем, па ни паразитске снаге, под условом да је трење у диференцијалном преноснику занемарљиво.



Слика 11 – Шематски приказ осног диференцијала



Слика 12 – Међуосни диференцијал

На примеру датом на слици 6 се ова функција диференцијала може најбоље објаснити, уз претпоставку да се довод снаге врши преко диференцијалног преносника, везаног за тањирасти зупчаник преносника (K). Тада је вратило (1) дводелно, тако да се полувратило (1_A) везано за зупчани пар A, обрће брже од другог полувратила (1_B), везаног за зупчани пар B. [3]

Са преносним односима као на слици 7, у датом примеру, угаоне брзине полувратила 1_A и 1_B износе:

$$\omega_{1A} + \omega_{1B} = 2\omega_0 \quad (2.11)$$

$$\omega_{1A} i_A = \omega_{1B} i_B = \omega_2$$

Односно:

$$\omega_{1A} = \frac{2\omega_0}{1 + \frac{i_A}{i_B}}, \quad \omega_{1B} = \frac{2\omega_0}{1 + \frac{i_B}{i_A}} \quad (2.12)$$

У конкретном случају вредности су:

$$\omega_{1A} = 105.3 \text{ rad/s} \quad (2.13)$$

$$\omega_{1B} = 94.7 \text{ rad/s}$$

Вратило (2) ће имати угаону брзину:

$$\omega_2 = \omega_{1A} i_A = \omega_{1B} i_B = 94.7 \text{ rad/s} \quad (2.14)$$

За спречавање појаве паразитске снаге су веома повољна ова својства диференцијалних преносника, али се неповољно одражавају на карактеристике проходности возила. Због познатих својства тзв. *симетричних диференцијала*, који се користе у погонским мостовима за развод снаге на леви и десни точак, моменти који се доводе погонским точковима имају увек једнаке вредности, слика 11. Уколико један точак на клизавом тлу, на којем је величина момента пријањања ниска, преко другог точка може да пренесе само толики момент, без обзира на каквом се тлу он налази, могућности кретања возила су тада знатно смањене. Како би се проходност са овог становишта побољшала, мора се ићи на делимично или потпуно блокирање диференцијалног преносника. [3]

Исте законитости важе и код развода снаге на више погонских мостова.

Спречавање појаве паразитске снаге се и у овом случају остварује диференцијалним преносником, који се поставља уз преноснике за развод снаге. Овај, тзв. *међуосни диференцијал* (слика 12), обично је асиметричног типа, тако да се развод момента на поједине мостове врши у одређеном односу.

У погонском мосту (слика 11) се користи симетрични, осни диференцијални преносник, код кога је увек $M_1 = M_d = 0,5 * M_0$, а овде се развод врши зависно од одговарајућих оптерећења мостова (слика 12), тако да је:

$$M_1 = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_2} M_0 \quad (2.15)$$

$$M_2 = \frac{Z_2}{Z_1 + Z_2} M_0$$

Проходност возила погоршава међуосни диференцијални преносник, и зато се за повећање проходности његово дејство и у овом случају мора блокирати.

Често се разводни преносник решава без диференцијала али тако да се укључивање предњег погона и погона на више мостова, остварује само онда када је то неопходно за савлађивање одређених деоница на путу. У нормалном кретању, предњи погон треба да се искључи. [1,3,8]

Други често примењиван начин је уградња међуосног диференцијала са механизмом за његово блокирање.

Код неких возила, нарочито трактора, укључивање предњег погона остварује се преко механизма слободног хода. Ова спојница спонтано укључује предњи погон, тек пошто задњи погонски точкови достигну одређено клизање. Чим спојница укључи предњи погон, даљи развод се остварује као блокиран. Проблеми који се односе на ову врсту погона објашњени су у поглављу 2.4.

2.3. Биланс снаге код возила са погоном на све точкове

Посматра се биланс снаге једног двоосовинског возила са погоном на обе осовине (предњи и задњи погон) са блокираним разводом (слика 13), на основу датих објашњења. Претпоставља се да су предњи точкови нешто већег пречника, односно да је $r_{d1} > r_{d2}$. При поласку возила из места, на предњим точковима који су већег пречника, оствариће се вучна сила у неком износу, мањем од границе пријањања, тако да ће одговарајуће тангенцијалне реакције бити усмерене у правцу кретања.

Задњи точкови који су мањег пречника, у исто време, неће моћи да прате овако остварено кретање као погонски точкови, већ ће бити вучени, односно деловаће као кочени точкови на граници пријањања. Задњи точкови ће транслаторно да клизају и одговарајуће тангенцијалне реакције на граници пријањања биће усмерене у супротном смеру од смера кретања (слика 13а).

Брзина транслаторног клизања v_λ условно је означена као позитивна. Ако је v_λ негативна, односно мања од нуле, подразумева се угаоно клизање. [3]

Уколико су отпори кретања довољно велики, а граничне вучне слике на предњим точковима недовољне да их савладају, у даљој фази кретања (слика 13б) достићи ће се граница пријањања на предњим точковима и они ће почети угаоно да клизају ($v_\lambda < 0$). При томе је овако остварена брзина возила, која је мања од теоријске брзине предњих точкова, остварена у претходној фази кретања, односно без клизања, још увек већа од теоријске брзине кретања задњих точкова, која би одговарала њиховом чистом котрљању. Повећањем угаоног клизања предњих точкова достићи ће се тренутак када ће се због смањене брзине кретања возила изједначити брзина котрљања задњих точкова (слика 13в). Задњи точкови престају да клизају ($v_\lambda = 0$), али њихове тангенцијалне реакције још увек делују супротно од смера кретања.

Даљим смањивањем брзине кретања возила, односно даљим повећавањем угаоног клизања предњих точкова и задњи точкови почињу да развијају вучне силе. У почетку је то без значајнијег клизања, па се мења смер њихових тангенцијалних реакција (слика 13г). Ако се овај процес настави и на задњим точковима ће се искористити

расположива сила пријањања, па ће и они почети угаоно да клизају ($v_{\lambda} < 0$) наравно мање од предњих точкова, сразмерно односу динамичних полупречника (слика 13δ).

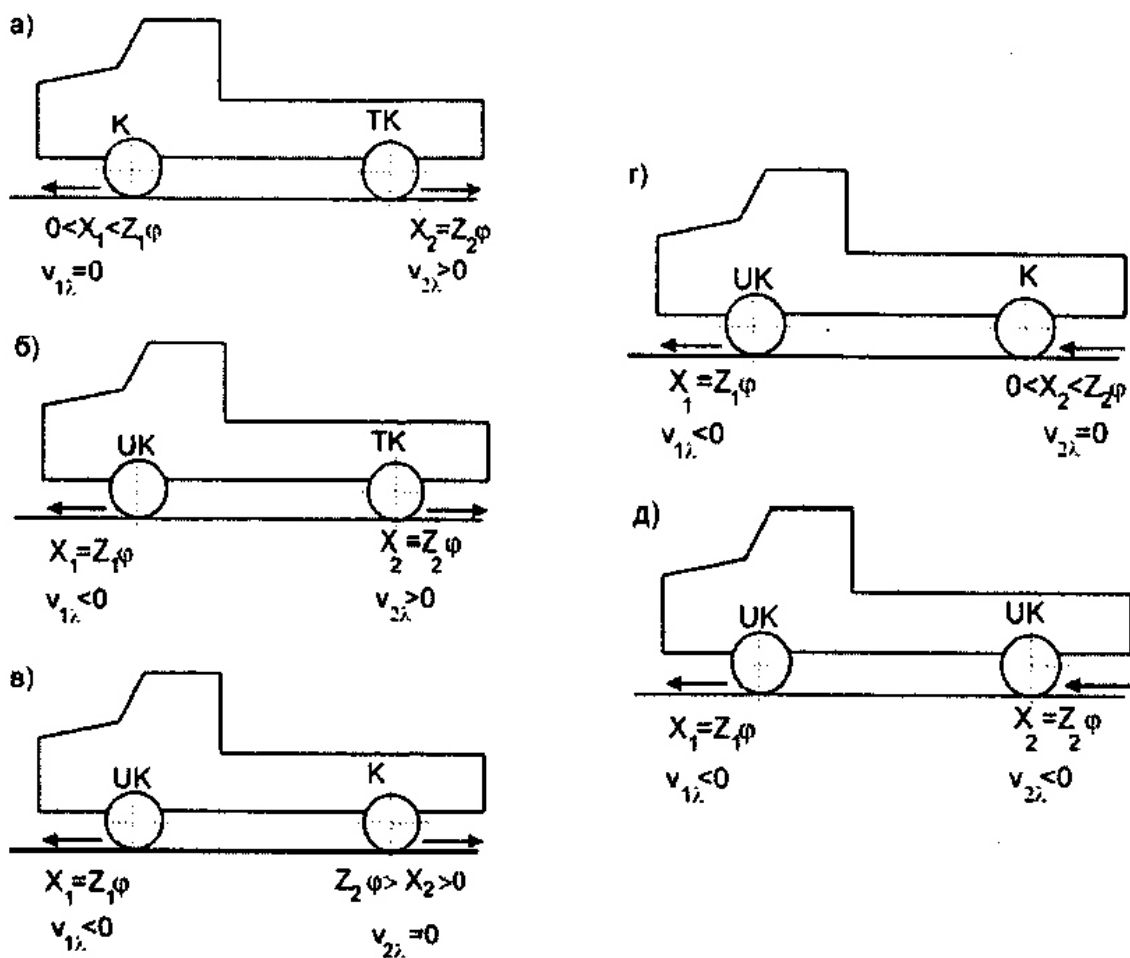
Објашњени процес кретања посматраног возила је приказан кинематском неравномерношћу механизма за погон предњих и задњих точкова ($r_{d1} > r_{d2}$). У таквом систему развода снаге се зато и јавља паразитска снага, која циркулише кроз одговарајући део преносног система и допунски га оптерећује. Ова паразитска снага се јавља на задњим точковима и преноси се преко задњег погонског моста, задњег зглобног преносника и разводног преносника, на предњи зглобни преносник и предњи погонски мост. На бази раније датих основних објашњења се може лако одредити величина ове снаге. [3]

На слици 14 се претпоставља да су предњи точкови нешто већи од задњих и да се кретање остварује уз угаоно клизање предњих точкова, који су на граници пријањања и без клизања задњих точкова, али с тим да је тангенцијална реакција на задњим точковима усмерена супротно од смера кретања возила, као на слици 13в.

Снага која се развија на предњим точковима има вредност:

$$P_1 = Z_1 \varphi v_1 \quad (2.16)$$

v_1 — теоријска брзина предњих точкова.

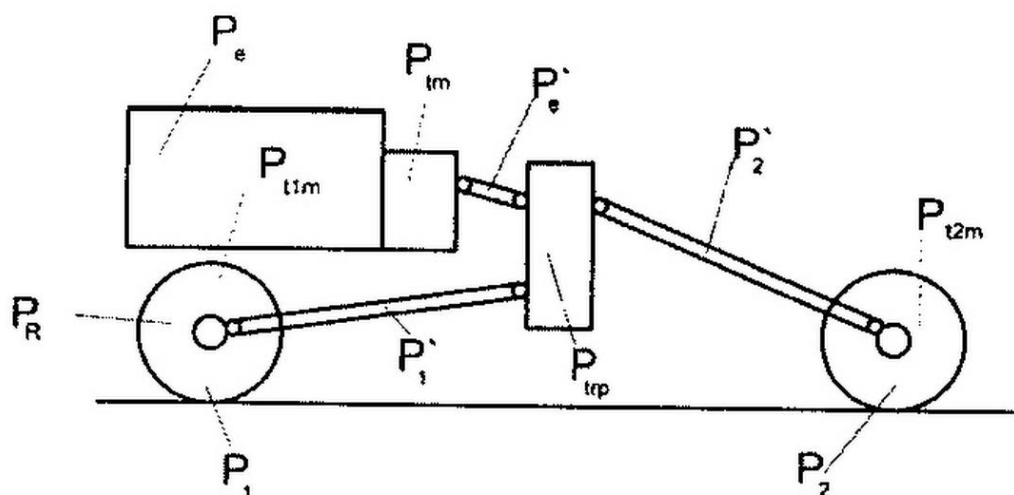


Слика 13 – Илустрација стања кретања возила у карактеристичним условима [3]

Ова снага је очигледно већа него што је потребно за савлађивање свих спољних отпора кретању, пошто је:

$$Z_1 \varphi = \Sigma R + Z_2 \varphi \quad (2.17)$$

односно, пошто тангенцијална реакција на предњим точовима потиче не само од спољних отпора кретању, већ и од отпора које стварају задњи точкови.



Слика 14 – Ток снаге [3]

То се најбоље може показати преко биланса снаге без занемаривања ангажованих снага за савлађивање отпора котрљању, као релативно мале вредности. Полазећи од потребне снаге коју мотор треба да развије, да би се обезбедило кретање возила у датим условима, једначина биланса снаге има облик:

$$P_e = P_R + P_{\lambda 1} + P_1 \quad (2.18)$$

Где су:

P_e – потребна ефективна снага мотора,

P_R – ангажована снага за савлађивање спољних отпора (ΣR),

$P_{\lambda 1}$ – ангажована снага за клизање предњих точкова и

P_t – ангажована снага за савлађивање унутрашњег трења и других унутрашњих отпора у систему преноса снаге.

Како би добили све потребне податке за одређивање величине паразитске снаге, уносимо у једначину (2.18) изразе који одређују поједине сабирке. [3] Снага потребна за савлађивање спољних отпора је:

$$P_R = \Sigma R_{sp} = \Sigma R_{v_2} \quad (2.19)$$

јер је стварна брзина кретања возила једнака ($v_v = v_{s1}$) теоријској брзини задњих точкова v_2 који се, како је усвојено, котрљају без клизања, односно:

$$v_{s1} = v_1 - v_{\lambda 1} = v_2 \quad (2.20)$$

Снага која се ангажује на клизање предњих точкова има вредност:

$$P_{\lambda 1} = Z_1 \varphi v_{\lambda 1} \quad (2.21)$$

Где је одговарајућа брзина клизања одређена изразом (2.20), односно:

$$v_{\lambda 1} = v_1 - v_2 \quad (2.22)$$

Да би се одредили и губици снаге за савлађивање унутрашњег отпора у систему преноса снаге, потребно је да се претходно одреде величине снага које се преносе у појединим деловима преносног система. [3] Полази се од задњег моста, на чијим се точковима развија снага у износу:

$$P_2 = (Z_1 \varphi - \Sigma R) v_2 \quad (2.23)$$

Ова се снага преноси на задњи зглобни преносник умањена за величину губитака у задњем преносном мосту, тако да је (слика 14):

$$P_2 = \eta_{2m} P_2 = \eta_{2m} (Z_1 \varphi - \Sigma R) v_2 \quad (2.24)$$

У задњем погонском мосту губи се снага у износу:

$$P_{12m} = (1 - \eta_{2m}) (Z_1 \varphi - \Sigma R) v_2 \quad (2.25)$$

η_{2m} - степен корисности преносника задњег моста

Снага P_2' се доводи преноснику за развод снаге, односно разводном преноснику. Овом преноснику се доводи снага и од мотора и то у износу:

$$P_2 = \eta_{2m} P_e \quad (2.26)$$

P_e — ефективна снага мотора, η_m - степен корисности мењачког преносника.

У мењачком преноснику се на савлађивање унутрашњих отпора губи снага у износу:

$$P_{tm} = (1 - \eta_m) P_e \quad (2.27)$$

Снаге које се доводе разводном преноснику преносе се на предњи зглобни преносник, умањене за губитке у свом преноснику, односно:

$$P_1 = \eta_{rp} (P_e + P_2) \quad (2.28)$$

η_{rp} - степен корисности разводног преносника.

Губитак снаге у разводном преноснику има вредност, после замене вредности P_2' :

$$P_{t1r} = (1 - \eta_{r1}) [P_e \eta_m + (Z_1 \varphi - \Sigma R) v_2 \eta_{2m}] \quad (2.29)$$

На предње погонске тачкове се доводи снага, умањена још за губитке у преноснику овог моста, тј.

$$P_1 = P_1 \eta_{1m} = (P_e + P_2) \eta_{1m} \eta_{2m} \quad (2.30)$$

η_{1m} - степен корисности преносника предњег моста.

Губитак снаге у предњем мосту има вредност:

$$P_{t1r} = (1 - \eta_{mr}) [P_e \eta_m + (Z_1 \varphi - \Sigma R) v_2 \eta_{2m}] \eta_{rp} \quad (2.31)$$

Сабирајући изразе (2.19), (2.21), (2.31) и (2.33) добија се укупна снага, која се троши на савлађивање унутрашњих отпора у систему преноса снаге:

$$P_t = P_{t2m} + P_{tm} + P_{tr1} + P_{t1m} \quad (2.32)$$

што после уношења наведених изрази и сређивања даје:

$$P_1 = P_e (1 - \eta_m \eta_{r1} \eta_{1m}) + (Z_1 \varphi - \Sigma R) v_2 (1 - \eta_{2m} \eta_{r1} \eta_{1m}) \quad (2.33)$$

Ако се изрази (2.23), (2.25) и (2.33) унесу у једначину (2.18), водећи рачуна о односу брзина кретања одређеног изразом (2.20), биланс снаге се после сређивања добија у коначном облику:

$$P_e \eta_m \eta_{r1} \eta_{1m} = Z_1 \varphi v_1 - (Z_1 \varphi - \Sigma R) v_2 \eta_{2m} \eta_{r1} \eta_{1m} \quad (2.34)$$

Из овог изрази се види да је снага која се доводи од мотора и која савлађује све отпоре кретању и унутрашње отпоре система за пренос снаге, мања од снаге која се

развија на предњим погонским точковима и то за величину која одговара снази која се развија на задњим точковима. [3]

Снага која је умањена за одговарајуће губитке у систему преноса снаге (други члан на десној страни претходног израза), односно која се развија на задњим точковима, представља паразитску снагу, која циркулише у преносном систему и допунски га оптерећује, односно:

$$P_c = (Z_1 \varphi - \Sigma R) v_2 \eta_{2m} \eta_{r1} \eta_{1m} \quad (2.35)$$

Уколико су мањи отпори кретања, утолико је већа паразитска снага. При веома великим спољним отпорима, када је $\Sigma R \approx Z_1 \varphi$ паразитска снага практично нестаје, односно своди се на нулу.

2.4. Системи развода снаге са механизмом слободног хода [1]

Код система развода снаге са механизмом слободног хода, укључивање предњег погона се остварује тек пошто се оствари одређено клизање задњих погонских точкова. Овакви системи посебну примену налазе код трактора. На овом месту треба указати да код оваких система теоријске брзине предњих и задњих точкова морају да се разликују, тј. теоријска брзина задњих точкова мора бити већа. [1] То се постиже одговарајућим повећањем преносног односа у главном преноснику предњег моста, према изразу:

$$i_{01} = i_{02} \frac{r_{d1}}{r_{d2}(1-\lambda_{2k})} \quad (2.36)$$

i_{01} — преносни однос у предњем погонском мосту,

i_{02} — преносни однос у задњем погонском мосту,

r_{d1} — динамички полупречник предњег точка,

r_{d2} — динамички полупречник задњег точка,

λ_{2k} — клизање задњих точкова, када се укључује предњи погон.

Што значи, да до укључивања предњег погона вучне силе остварују само задњи точкови. Предњи точкови се преко механизма слободног хода слободно котрљају и у систему развода снаге не циркулише паразитска снага. Када се укључи и предњи погон, оба моста су погонска и то са блокираним разводом, па се стварају могућности за циркулацију паразитске снаге. [6,1,7]

Величина при којој се укључује предњи погон, слободно се бира. Уобичајно је да се укључивање предњег погона остварује када се на задњим точковима оствари клизање 5% до 7%, односно $\lambda_{2k} = 5\%$ до 7%.

При кретању по стрњици, обично одговара искоришћење расположивог пријањања у границама 25% до 40%. Ако је максимална вредност коефицијената пријањања, на приомер 0,65, укључивање предњег погона се остварује када се достигну вредности искоришћеног пријањања у износу:

$$\varphi_i = (0,25 \div 0,40) * 0,65 = 0,16 \div 0,26 \quad (2.37)$$

Са одговарајућим оптерећењем и на одређеном тлу, важе криве клизања приказане на слици 15, као и са конструкцијским овако решеним системом развода снаге, може се одредити резултујућа крива клизања $\lambda_2 = f(R_{pot})$ која одговара укупној развијеној сили на потезници, при погону на све тачкове. Крива $\lambda_1 = f_1(R_{pot})$ и крива $\lambda_2' = f_2(R_{pot})$ одговарају клизањима предњих и задњих тачкова када они независно обезбеђују вучне силе. [1]

Према слици 15 укључивање предњег погона се остварује када задњи тачкови достигну клизање λ_{2k} док се предњи тачкови слободно котрљају без клизања. Пошто у општем случају увек важи:

$$v_{s1} = v_{s2}$$

односно:

$$v_{t1}(1 - \lambda_1) = v_{t2}(1 - \lambda_2) \quad (2.39)$$

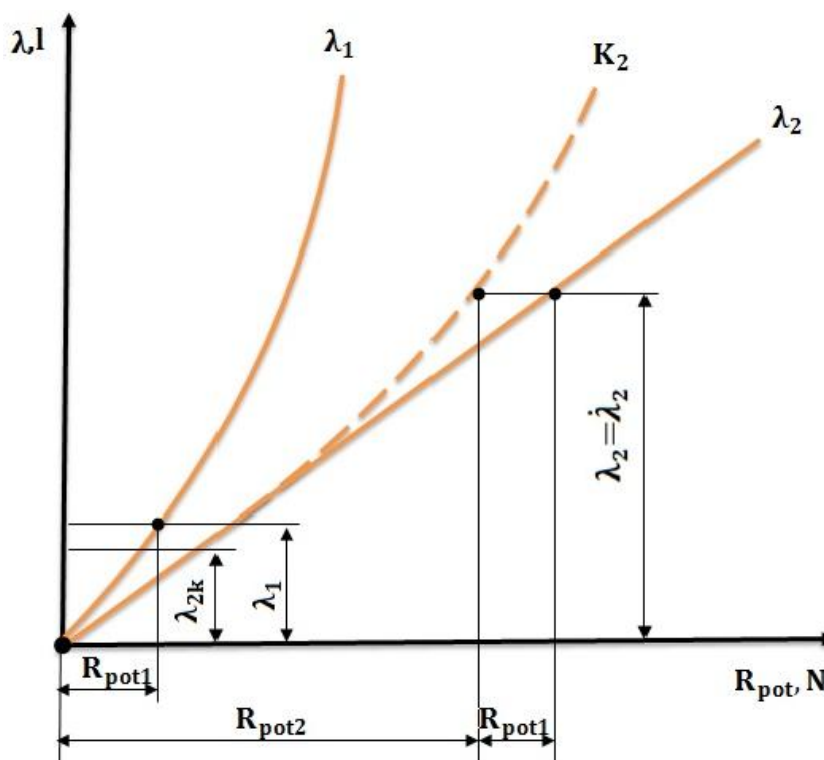
за тренутак укључивања предњег погона важи:

$$v_{t1} = v_{t2}(1 - \lambda_{2k}) \quad (2.40)$$

Из израза (2.41) и (2.42) следи да је клизање предњих тачкова увек одређено изразом:

$$\lambda_1 = 1 - \frac{1 - \lambda_2}{1 - \lambda_{2k}} \quad (2.41)$$

На основу овога, резултујућа крива клизања је одређена кривама клизања предњих и задњих тачкова, тј. $\lambda_1 = f_1(R_{pot})$ и $\lambda_2' = f_2(R_{pot})$ и изразом (2.41).



Слика 15 – Зависност клизања од силе на потезници трактора

На слици 15, при достизању клизања на задњим точковима $\lambda_2' = \lambda_2$ остварена је на овим точковима нека сила на потезници трактора R_{pot2} . Осим тога, на предњим точковима се остварује нека сила на потезници R_{pot1} која одговара клизању предњих точкова λ_1 . Величина клизања λ_1 може се директно одредити из израза (2.41), а на основу тога преко функције $\lambda_1 = f_1(R_{pot})$ и одговарајућа сила на потезници R_{pot1} .

Наношењем силе R_{pot1} на основну силу, а уз услов да је клизање задњих точкова $\lambda_2 = \lambda_2$ добија се тачка која одговара резултујућој кривој клизања, при погону на свим точковима. [6]

Са више овако одређених тачака, резултујућа крива клизања је потпуно дефинисана. За све вредности силе на потезници, које су мање од вредности при којој задњи точкови достижу клизање λ_{2k} резултујућа крива клизања има превојну тачку.

Са овако одређеном резултујућом кривом клизања вучне карактеристике возила одређују се у целости.

3. Услови појаве паразитске снаге

3.1. Кретање осовине без диференцијала

Понашање погонске осовине без диференцијалног преносника у процесу преноса снаге може се анализирати помоћу слике 16.

Уколико не би постојала тангенцијална еластичност точкова дошло би до проклизавања или блокирања точкова. Због постојања тангенцијалне еластичности точкова полупречници котрљања левих и десних точкова могу бити различити, па оба точка исте осовине могу имати чисто котрљање по референтној површини.

Услови под којима се изједначавају полупречници котрљања r_f' и r_f'' одређују се из једначине:

$$r_f' = r_{fo}' + \lambda F_o' = r_f'' = r_{fo}'' - \lambda F_o'' \quad (3.1)$$

$$\text{или} \quad F_o' - F_o'' = \frac{r_{fo}' - r_{fo}''}{\lambda} = \frac{c}{\lambda} \quad (3.2)$$

где су:

F_o' , F_o'' - укупне обимне силе које се доводе на леви и десни точак (према сл. 16),

r_{fo}' , r_{fo}'' - слободни полупречник котрљања точка,

λ - коефицијент тангенцијалне еластичности точкова,

c - коефицијент сразмеран разлици полупречника котрљања $r_{fo}' - r_{fo}''$.

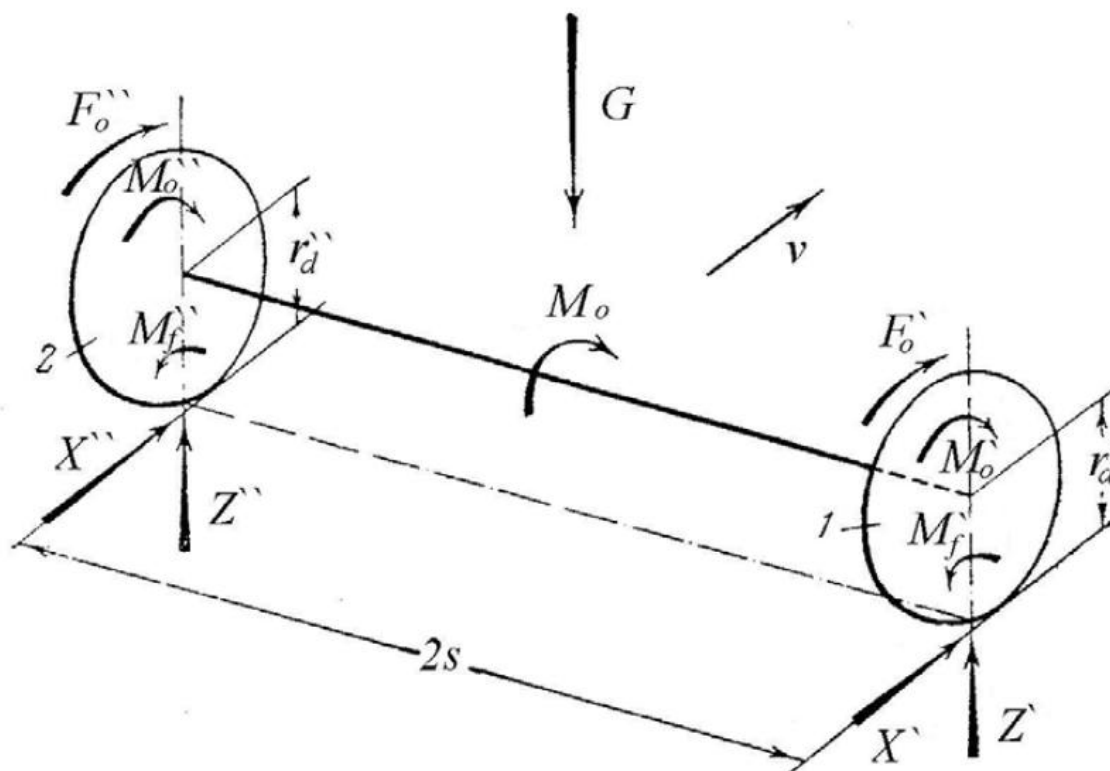
Сума обимних сила $F_o' + F_o''$ представља укупну обимну силу F_o , тако да се силе одређују према:

$$F_o' = 0.5 \left(F_o + \frac{c}{\lambda} \right), \quad F_o'' = 0.5 \left(F_o - \frac{c}{\lambda} \right) \quad (3.3)$$

Ако је укупна обимна сила једнака нули обимне силе F_o' , F_o'' су:

$$F_o' = 0.5 \frac{c}{\lambda}, \quad F_o'' = -0.5 \frac{c}{\lambda} \quad (3.4)$$

при чему обимна сила F_o' одговара већем полупречнику котрљања односно погонском точку, а обимна сила одговара мањем точку – коченом.



Слика 16 – Шема сила и момената који делују на осовину

По апсолутној вредности, обе силе ће бити једнаке и разлика ће бити већа уколико је разлика полупречника већа или ако је тангенцијална еластичност мања.

Раст позитивних обимних F_o' , F_o'' сила при чистом котрљању оба точка оганичен је условима проклизавања. Који ће точак први проклизати зависи од односа радијалних реакција и разлике међу полупречницима точкова као и тангенцијалне еластичности точкова. Прво ће проклизати већи точак, односно онај који преноси већу обимну силу. Ако десни точак проклизава онда је обимна сила $F_o' = (\varphi + f)Z'$ где је φ коефицијент пријањања између точкова и подлоге.

Обимна сила једнака је:

$$F_o' = 2(\varphi + f)Z' - \frac{c}{\lambda} \quad (3.5)$$

Док се укупна обимна сила F_o'' у овим условима одређује се према:

$$F_o'' = (\varphi + f)Z' - \frac{c}{\lambda} \quad (3.6)$$

Како леви точак не проклизава долази до даљег повећања укупне обимне силе F_o .

При достизању максималне вредности укупне обимне силе долази до проклизавања левог точка и у том случају је:

$$F_o' = (\varphi + f)Z' \quad (3.7)$$

$$F_o'' = (\varphi + f) = Z'' \quad (3.8)$$

$$F_o = (\varphi + f) = Z \quad (3.9)$$

Повећањем укупне обимне силе F_o силе F_o' и F_o'' остају позитивне и увећавају се по апсолутној вредности и при одређеној вредности силе F_o један од точкава потпуно проклизава. Први може проклизати како и мањи тако и већи точак што зависи од односа између вертикалних реакција, разлике полупречника точкава и тангенцијалне еластичности пнеуматика.

Ако су вертикалне реакције једнаке $Z' = Z''$ први ће проклизати мањи точак и у том случају ће бити:

$$F_o'' = -(\varphi - f)Z'', \quad F_o = -2(\varphi - f)Z'' + \frac{c}{\lambda} \quad (3.10)$$

У том случају десни точак има одговарајуће пријањање које ограничава раст до које границе обимна сила F_o може расти. У процесу кретања возила чија осовина нема диференцијал јавља се пет карактеристичних периода кретања:

- 1) **А** – оба точка проклизавају,
- 2) **Б** – точак са већим полупречником проклизава, а точак мањег полупречника има чисто котрљање,
- 3) **Ц** – оба точка имају чисто клизање,
- 4) **Д** – точак са већим полупречником има чисто котрљање, а точак са мањим полупречником котрљање има потпуно проклизавање,
- 5) **Е** - оба точка потпуно проклизавају.

Табела 4 – Приказ првог периода, када оба точка проклизавају

А – први период → Оба точка проклизавају, осовина је погонска	
$F_o' = (\varphi + f)Z'$	(3.11)
$F_o'' = (\varphi + f) = Z''$	
$X' = \varphi Z'$	
$X'' = \varphi Z''$	
$F_o = (\varphi + f) \cdot (Z' + Z'')$	
$F_s = \varphi(Z' + Z'')$	

Табела 5 – Приказ другог периода, када само један точак проклизава

Б – други период → Точак 1 проклизава, точак 2 има чисто котрљање осовина је погонска	
$F_o' = (\varphi + f)Z'$	(3.12)
$(\varphi + f)Z'' > F_o'' > (\varphi + f)Z' - \frac{c}{\lambda}$	
$X' = \varphi Z'$	
$\varphi Z'' > X'' > (\varphi + f)Z' - fZ'' - \frac{c}{\lambda}$	
$(\varphi + f) \cdot (Z' + Z'') > F_o > 2(\varphi + f)Z' - \frac{c}{\lambda}$	
$\varphi(Z' + Z'') > F_s > 2\varphi Z' - f(Z'' - Z') - \frac{c}{\lambda}$	

Табела 6 – Приказ трећег периода, када се оба точка котрљају

C_1 – <i>трећи период</i> → Оба точка имају чисто котрљање, осовина је погонска	
$F'_o = fZ'' + \frac{c}{\lambda}$	(3.13)
$F''_o = fZ''$	
$X' = f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda}$	
$X'' = 0$	
$F_o = (\varphi + f) \cdot (Z' + Z'')$	
$F_s = f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda}$	

Табела 7 – Приказ трећег периода, када је један точак погонски, а други слободан

C_2 – <i>трећи период</i> → Точак 1 је погонски, а точак 2 је слободан, осовина је погонска	
$F'_o = fZ'' + \frac{c}{\lambda}$	(3.14)
$F''_o = fZ''$	
$X' = f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda}$	
$X'' = 0$	
$F_o = (\varphi + f) \cdot (Z' + Z'')$	
$F_s = f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda}$	

Табела 8 – Приказ трећег периода, када је један точак погонски, а други неутралан

C_3 – <i>трећи период</i> → Точак 1 је погонски, а точак 2 је неутралан, осовина је погонска	
$fZ'' + \frac{c}{\lambda} > F'_o > \frac{c}{\lambda}$	(3.15)
$fZ'' > F''_o > 0$	
$f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda} > X' > \frac{c}{\lambda} - fZ'$	
$0 > X'' > -fZ'$	
$2fZ'' + \frac{c}{\lambda} > F_o > \frac{c}{\lambda}$	
$f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda} > F_s > \frac{c}{\lambda} - f(Z'' + Z')$	

Табела 9 – Приказ трећег периода, када је један точак погонски, а други гоњени

C_4 – *трећи период* → Точак 1 је погонски док је точак 2 гоњени, осовина је погонска

$$\begin{aligned}
 F'_o &= \frac{c}{\lambda} \\
 F''_o &= 0 \\
 X' &= \frac{c}{\lambda} - fZ' \\
 X'' &= -fZ'' \\
 F_o &= \frac{c}{\lambda} \\
 F_s &= \frac{c}{\lambda} - f(Z'' - Z')
 \end{aligned} \tag{3.16}$$

Табела 10 – Приказ трећег периода, када је један точак погонски а други кочени

C_5 – *трећи период* → Точак 1 је погонски, точак 2 кочени, осовина је погонска

$$\begin{aligned}
 \frac{c}{\lambda} &> F'_o > 0.5 \left[f(Z' + Z'') + \frac{c}{\lambda} \right] \\
 0 &> F''_o > -0.5 \left[\frac{c}{\lambda} - f(Z' + Z'') \right] \\
 \frac{c}{\lambda} - fZ' &> X' > 0.5 \left[f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda} \right] \\
 fZ'' &> X'' > 0.5 \left[\frac{c}{\lambda} + f(Z'' - Z') \right] \\
 \frac{c}{\lambda} &> F_o > -f(Z' + Z'') \\
 \frac{c}{\lambda} - f(Z'' - Z') &> F_s > 0
 \end{aligned} \tag{3.17}$$

Табела 11 – Приказ трећег периода, када је осовина слободна

C_6 – *трећи период* → Точак 1 је погонски, точак 2 кочени, осовина је слободна

$$\begin{aligned}
 F'_o &= 0.5 \left[f(Z' + Z'') + \frac{c}{\lambda} \right] \\
 F''_o &= -0.5 \left[\frac{c}{\lambda} - f(Z' + Z'') \right] \\
 X' &= 0.5 \left[f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda} \right] \\
 X'' &= -0.5 \left[\frac{c}{\lambda} + f(Z'' - Z') \right] \\
 F_o &= f(Z' + Z'') \\
 F_s &= 0
 \end{aligned} \tag{3.18}$$

Табела 12 – Приказ трећег периода, када је осовина неутрална

 C_7 – трећи период → Точак 1 је погонски, точак 2 кочени, осовина је неутрална

$$\begin{aligned}
0.5 \left[f(Z' + Z'') + \frac{c}{\lambda} \right] &> F'_o > 0.5 \frac{c}{\lambda} \\
-0.5 \left[\frac{c}{\lambda} - f(Z' + Z'') \right] &> F''_o > -0.5 \frac{c}{\lambda} \\
0.5 \left[f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda} \right] &> X' > 0.5 \frac{c}{\lambda} - fZ' \\
-0.5 \left[\frac{c}{\lambda} + f(Z'' - Z') \right] &> X'' > -0.5 \left(\frac{c}{\lambda} + fZ'' \right) \\
f(Z'' - Z') &> F_o > 0 \\
0 &> F_s > -f(Z' + Z'')
\end{aligned} \tag{3.19}$$

Табела 13 – Приказ трећег периода, када је осовина гоњена

 C_8 – трећи период → Точак 1 је погонски, точак 2 кочени, осовина је гоњена

$$\begin{aligned}
F'_o &= 0.5 \frac{c}{\lambda} \\
F''_o &= -0.5 \frac{c}{\lambda} \\
X' &= 0.5 \frac{c}{\lambda} - fZ' \\
X'' &= -0.5 \left(\frac{c}{\lambda} + fZ'' \right) \\
F_o &= 0 \\
F_s &= -f(Z' + Z'')
\end{aligned} \tag{3.20}$$

Табела 14 – Приказ трећег периода, када је осовина кочена

 C_9 – трећи период → Точак 1 је погонски, точак 2 кочени, осовина је кочена

$$\begin{aligned}
0.5 \frac{c}{\lambda} &> F'_o > fZ' \\
-0.5 \frac{c}{\lambda} &> F''_o > fZ' - 0.5 \frac{c}{\lambda} \\
0.5 \frac{c}{\lambda} - fZ' &> X' > 0 \\
-\left(0.5 \frac{c}{\lambda} + fZ'' \right) &> X'' > -f(Z'' - Z') - \frac{c}{\lambda} \\
0 &> F_o > 2fZ' - \frac{c}{\lambda} \\
-f(Z'' - Z') &> F_s > -\left[f(Z' + Z'') + \frac{c}{\lambda} \right]
\end{aligned} \tag{3.21}$$

Табела 15 – Приказ трећег периода, када је осовина кочена

 C_{10} – трећи период → Точак 1 је погонски, точак 2 кочени, осовина је кочена

$$\begin{aligned}
& F_o', fZ' \\
& F_o'' > fZ' - \frac{c}{\lambda} \\
& X' = 0 \\
& X'' = -f(Z'' - Z') - \frac{c}{\lambda} \\
& F_o > 2fZ' - \frac{c}{\lambda} \\
& F_s = -\left[f(Z' + Z'') + \frac{c}{\lambda}\right]
\end{aligned} \tag{3.22}$$

Табела 16 – Приказ трећег периода, када је осовина кочена

 C_{11} – трећи период → Точак 1 је неутралан, точак 2 кочени, осовина је кочена

$$\begin{aligned}
& fZ' > F_o' > 0 \\
& fZ'' - \frac{c}{\lambda} > F_o'' > -\frac{c}{\lambda} \\
& 0 > X' > -fZ' \\
& -f(Z'' - Z') - \frac{c}{\lambda} > X'' > -\left(\frac{c}{\lambda} + fZ''\right) \\
& 2fZ' - \frac{c}{\lambda} > F_o > -\frac{c}{\lambda} \\
& -\left[f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda}\right] > F_s > -\left[\frac{c}{\lambda} + f(Z' + Z'')\right]
\end{aligned} \tag{3.23}$$

Табела 17 – Приказ трећег периода, када је осовина кочена

 C_{12} – трећи период → Точак 1 је гоњени, точак 2 кочени, осовина је кочена

$$\begin{aligned}
& F_o' = 0 \\
& F_o'' > -\frac{c}{\lambda} \\
& X' = -fZ' \\
& X'' = -\left(\frac{c}{\lambda} + fZ''\right) \\
& F_o = -\frac{c}{\lambda} \\
& F_s = -\left[\frac{c}{\lambda} + f(Z' + Z'')\right]
\end{aligned} \tag{3.24}$$

Табела 18 – Приказ трећег периода, када је осовина кочена

C_{13} – *трећи период* → Оба точка имају чисто котрљање и резултује кретање ја кочење, осовина је кочена

$$\begin{aligned}
 0 > F'_o > -(\varphi - f)Z'' + \frac{c}{\lambda} \\
 -\frac{c}{\lambda} > F''_o > -(\varphi - f)Z'' \\
 -fZ' > X' > -\varphi Z'' + fZ'' - Z' + \frac{c}{\lambda} \\
 -\left(\frac{c}{\lambda} + fZ''\right) > X'' > -\varphi Z'' \\
 -\frac{c}{\lambda} > F_0 > -2(\varphi - f)Z'' + \frac{c}{\lambda} \\
 -\left[\frac{c}{\lambda} + f(Z' + Z'')\right] > F_s \\
 > -2\varphi Z'' + f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda}
 \end{aligned} \tag{3.25}$$

Табела 19 – Приказ четвртог периода, када је осовина кочена

D – *четврти период* → Точак 1 има чисто котрљање, точак 2 проклизава, осовина је кочена

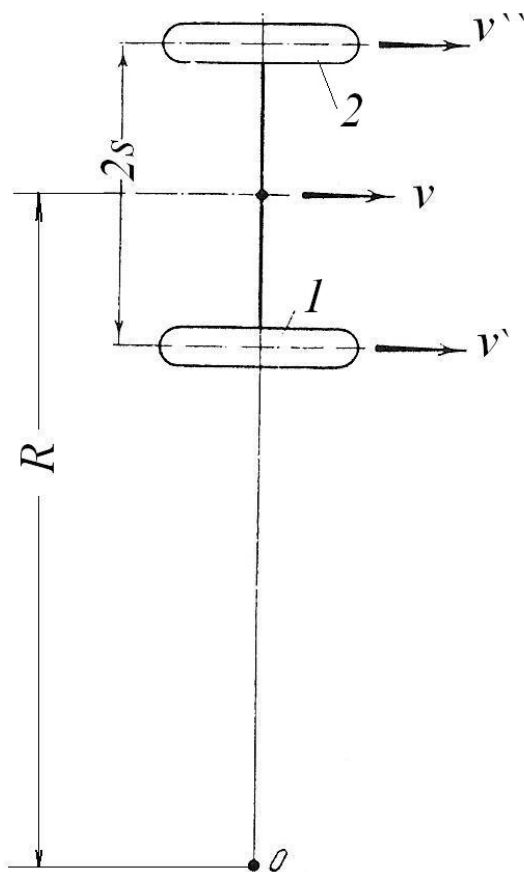
$$\begin{aligned}
 -(\varphi - f)Z'' + \frac{c}{\lambda} > F'_o > -(\varphi - f)Z' \\
 F''_o &= -(\varphi - f)Z'' \\
 -\varphi Z'' + f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda} > X' > -\varphi Z' \\
 X'' &= -\varphi Z'' \\
 -2(\varphi - f)Z'' + \frac{c}{\lambda} > F_0 > -(\varphi - f)(Z'' + Z') \\
 -2\varphi Z'' + f(Z'' - Z') + \frac{c}{\lambda} > F_s > -\varphi(Z'' + Z')
 \end{aligned} \tag{3.26}$$

Табела 20 – Приказ петог периода, када је осовина кочена

E – *пети период* → оба точка проклизавају, осовина је кочена

$$\begin{aligned}
 F'_o &= -(\varphi - f)Z' \\
 F''_o &= -(\varphi - f)Z'' \\
 X' &= -\varphi Z' \\
 X'' &= -\varphi Z'' \\
 F_0 &= -(\varphi - f)(Z'' + Z') \\
 F_s &= -\varphi(Z'' + Z')
 \end{aligned} \tag{3.27}$$

При кретању осовине без диференцијала по криволинијској путањи, точкови исте осовине прелазе различите путеве. У том случају може се појавити блокирање унутрашњег точка или проклизавање спољашњег точка. Због постојања тангенцијалне еластичности точкова омогућено је да точкови прелазе различите путеве при криволинијском кретању. [1]



Слика 17 – Шема заокретања задње осовине

На слици 17 је приказана шема заокретања задње погонске осовине возила на трајекторији кривине R . Брзина центра осовине је v , што је истовремено и брзина кретања возила. Према шеми приказаној на слици 17, слика 18 може одредити однос између полупречника r_f' и r_f'' котрљања унутрашњег и спољашњег точка осовине неопходних за чисто котрљање точкова:

$$\frac{r_f'}{r_f''} = \frac{R - 0.5 \cdot 2s}{R + 0.5 \cdot 2s} = \frac{2R - 2s}{2R + 2s} \quad (3.28)$$

$2s$ – траг точкова

Полупречници котрљања r_f' и r_f'' зависе од обимних сила F_0', F_0'' пренетих на оптерећене точкове и од коефицијента тангенцијалне еластичности λ и могу се одредити према:

$$\begin{aligned} r_f' &= r_{f0}' - \lambda F_0' \\ r_f'' &= r_{f0}'' - \lambda F_0'' \end{aligned} \quad (3.29)$$

На основу претходних једначина, добија се:

$$\frac{r_f'}{r_f''} = \frac{r_{f0}' - \lambda F_0'}{r_{f0}'' - \lambda F_0''} = \frac{2R - 2s}{2R + 2s} \quad (3.30)$$

Сваки полупречник точка који се слободно котрља одређује укупан полупречник на основу једначина:

$$F_0' - F_0'' = \frac{2r_{f0}2s - \lambda 2s(F_0' + F_0'')}{2\lambda R} \quad (3.31)$$

Збир обимних сила F_0' , F_0'' једнак је укупној обимној сили F_0 , одакле следи:

$$\begin{aligned} F_0' &= 0.5 \left(F_0 \left(1 - \frac{2s}{2R} \right) + \frac{2sr_{f0}}{\lambda R} \right) \\ F_0'' &= 0.5 \left(F_0 \left(1 + \frac{2s}{2R} \right) - \frac{2sr_{f0}}{\lambda R} \right) \end{aligned} \quad (3.32)$$

Како траг точкова има мању вредност од полупречника заокретања, однос $2s/R$ може се занемарити. Тада је:

$$F_0' = 0.5 \left[F_0 + \frac{2sr_{f0}}{\lambda R} \right] \quad (3.33)$$

$$F_0'' = 0.5 \left[F_0 - \frac{2sr_{f0}}{\lambda R} \right]$$

Када је укупна обимна сила F_0 једнака 0 (слободно котрљање осовине) обимне силе F_0' , F_0'' по апсолутној вредности су међусобно једнаке. На основу једначина (3.32) и (3.33) може се закључити да при порасту тангенцијалне еластичности пнеуматика (λ) до бесконачне вредности обимне силе постају $F_0' = F_0'' = 0.5F_0$.

Смањењем коефицијента (λ) разлика обимних сила F_0' , F_0'' расте: обимна сила F_0' расте, а сила F_0'' опада.

При одређеној вредности коефицијента тангенцијалне еластичности обимна сила F_0' може достићи вредност при којој се јавља блокирање унутрашњег точка или ће обимна сила F_0'' достићи вредност при којем долази до проклизавања спољашњег точка. Обимна сила F_0' делује на унутрашњи точак (1) и када обимна сила F_0 има вредност једнаку нули 0, има позитивну вредност.

Повећањем укупне обимне силе F_0 обимна сила F_0' расте и може достићи вредност једнаку $(\varphi + f)Z'$ после чега точак 1 блокира. Тако, како је унутрашњи точак (1) оптерећен мањом радијалном реакцијом Z при изједначавању са спољашњим точком и он почиње да блокира.

У тренутку када блокира унутрашњи точак укупна обимна сила укупна обимна сила F_0 као и обимна сила F_0' могу се одредити према:

$$F_0' = (\varphi + f)Z' \quad (3.34)$$

$$F_0 = 2(\varphi + f)Z' - \frac{2sr_{f0}}{\lambda R}$$

У извођењу ове једначине је претпостављено да обимна сила F_0' достиже своју граничну вредност, $(\varphi + f)Z'$ односно не узима у обзир ефекат бочне реакције Y_2' , која може да делује на њега: точак у току вожње на оси ротације, а који смањује вредност ограничавајући тангенцијалну реакцију X' , и самим тим обимну силу F_0' у односу на **бочне стабилности осе**.

Међутим, у овом случају се разматра почетак проклизавања унутрашњег точка, када се спољашњи точак чисто котрља и у овом случају делује бочна сила Y_2 , (без бочног клизања). Смањењем укупне обимне силе F_0 од нуле што доводи до тога да се обимна сила F_0' смањује. У том случају унутрашњи точак постаје слободан, неутралан и коначно гоњени.

У другом случају, обимна сила F_0' своди се на нулу. Ако је сила F_0' једнака нули, укупна обимна сила је:

$$F_0 = -\frac{r_{f0}2s}{\lambda R} \quad (3.35)$$

Даљим смањењем (или повећањем негативне вредности) силе F_0 обимна сила F_0' постаје негативна и точак 1 се кочи. Када се возило заокреће по кругу коначне вредности полупречника R обимна сила F_0' има негативну вредност и не може достићи вредност једнаку $-(\varphi - f)Z'$ проклизава точак 1 и како услови пријањања не дозвољавају пренос обимне силе долази до бочног клизања.

Када укупна обимна сила има вредност једнаку нули, обимна сила F_0'' делује на спољни точак и има негативну вредност. При неким вредностима обимне силе F_0 обимна сила постаје једнака нули:

$$F_0 = \frac{r_{f0} 2s}{\lambda R} \quad (3.36)$$

При тој величини обимне силе F_0 спољашњи точак 2 постаје гоњени ($F_0'' = 0$). Даљим повећањем обимне силе спољашњи точак 2 постаје неутралан, затим слободан и на крају погонски. Када се осовина креће по праволинијској деоници ($R < \infty$) максимална позитивна вредност обимне силе F_0'' округа не може достићи вредност $(\varphi - f)Z''$, при којој почиње проклизавање точка 2.

Ово се објашњава чињеницом да при кретању осовине по правом путу и приликом почетка проклизавања унутрашњих точкова са бочне стране нужно долази до клизања точкова и са спољне стране произвољно велика (али не бесконачно) вредност коефицијента тангенцијалне еластичности пнеуматика λ .

Смањењем силе F_0 од нулте вредности, обимна сила F_0'' сагласно једначини (3.32) остаје негативна, и увећава се по апсолутној вредности и може достићи вредност $-(\varphi - f)Z''$, што у начелу одговара почетку клизања точкова 2, само са тим да у овом тренутку точак 1 (унутрашњи) има чисто клизање и може да апсорбује и све бочне силе услед ротације осовине.

У том случају укупна обимна сила према једначини (3.32) достиже вредност која се може одредити из израза:

$$F_0'' = -(\varphi - f)Z'' \quad (3.37)$$

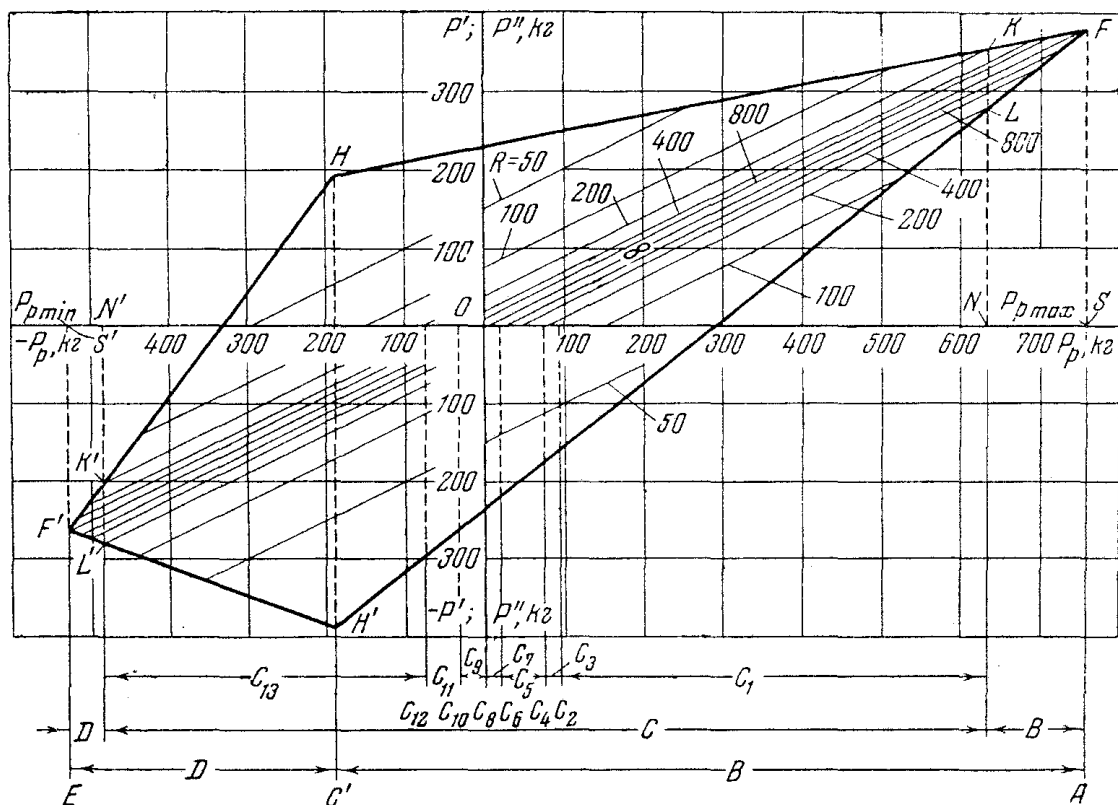
$$F_0 = -2(\varphi - f)Z'' + \frac{r_{f0} 2s}{\lambda R}$$

Једначине (3.32) изведене су под претпоставком усклађивања полупречника котрљања r_f' и r_f'' који се јављају при чистом котрљању точкова осовине без диференцијала. Ове једначине важе само за клизање или проклизавање једног од точкова.

Стога једначине (3.34), одговарају почетку клизања унутрашњег и почетку проклизавања спољашњег точка чиме ограничава примену (3.32) - (3.34) и подесе се ограничења односа између укупне обимне силе F_0 у условима кретања возила (брзина v и полупречник заокретања R) из којих произилази чисто котрљање оба точка без диференцијалне погонске осовине.

Дакле, ако се на основу једначина (3.32) за изградњу директних, слика 18 илуструје однос обимних сила F_0' и F_0'' и укупне обимне силе F_0 са друге стране при задатом полупречнику заокретања и коефицијента тангенцијалне еластичности λ , претходне једначине имају реалне вредности.

На слици 18 праве KK' и LL' илуструју однос између обимних сила F_0' и F_0'' са једне стране и укупне обимне силе са друге стране.



Слика 18 - Однос обимних сила које делују на тачкове задње без диференцијалне осовине при кретању у кривини полупречника $R = \infty, 800, 400, 200, 100, 50 \text{ m}$

Траг тачкова је $2s = 1.5 \text{ [m]}$ и однос тангенцијалне еластичности тачкова и полупречника котрљања је -0.0001 [1/kg] При бесконачно великој вредности полупречника заокретања даје резултат:

$$F'_0 = F''_0 = 0.5 F_0 \quad (3.38)$$

Ово стање је приказано на слици 18, која и одговара правој FOF' . Приказане праве KK' и LL' представљају граничне вредности укупне обимне силе при којима настаје или проклизавање унутрашњег или клизање спољашњег тачка.

При полупречнику заокретања $R = 200 \text{ m}$, ограничавајуће тачке K и L при којима се постиже максимална вредност обимне силе и у тачкама K' и L' минимална вредност обимне силе. Ове ограничавајуће тачке условљавају граничне линије FH и FH' (проклизавање унутрашњег тачка: $P' = (\varphi + f)Z'$), а такође и $F'H'$ и $F'H$ (проклизавање спољашњег тачка: $P'' = -(\varphi - f)Z''$).

Да би добили једначине граничних линија потребно је познавати радијалне реакције Z' и Z'' возила и услове кретања. Ако се занемари коефицијент учешћа обртних маса δ за осовину која има еластичне тачкове динамичке реакције су:

$$Z' = G \frac{a}{l} \left(0.5 - \frac{\vartheta^2 h_T}{g 2sR} \right) + F_0 \frac{h_T}{l} \left[0.5 - \left(l - a - \frac{\rho^2}{a} \right) \frac{a}{2sR} \right] + \left(l - a - \frac{\rho^2}{a} \right) \frac{a h_T}{2slR} (fG + W\vartheta^2) + \frac{r_{f0} 2sh_T}{2\lambda lR} \quad (3.39)$$

$$Z'' = G \frac{a}{l} \left(0.5 + \frac{\vartheta^2 h_T}{g 2sR} \right) + F_0 \frac{h_T}{l} \left[0.5 + \left(l - a - \frac{\rho^2}{a} \right) \frac{a}{2sR} \right] - \left(l - a - \frac{\rho^2}{a} \right) \frac{a h_T}{2slR} (fG + W\vartheta^2) - \frac{r_{f0} 2sh_T}{2\lambda lR} \quad (3.40)$$

Где је:

- ✚ ρ - полупречник инерције аутомобила у односу на вертикалну осу која пролази кроз тежиште возила,
- ✚ W - фактор отпора ваздуха, једнак производу KA , где је K - коефицијент отпора ваздуха,
- ✚ A – чеона површина возила.

На основу претходних једначина и за параметре $\vartheta = 10$ [m/s], фактор отпора ваздуха $W = 0.12$ [kgs²/m²], полупречника инерције возила $\rho = 0.3l$ [m]. Коефицијент отпора котрљању $f = 0.015$ [/]. Повећање полупречника заокретања утиче и на промену коефицијента отпора котрљању, али занемаривање ове промене не утиче на тачност резултата.

Тачку F (тачка пресека граничних линија FH и FH'), одговара једнакости обимних сила F'_0 и F''_0 и бесконачно великој вредности полупречника заокретања R . Како при томе точак 1 проклизава, у датом тренутку долази до почетка проклизавања точка 2. Слично томе, тачка F' (тачка пресека линија $F'H'$ и $F'H$) одговара једнакости обимних сила F'_0 и F''_0 при бесконачно великом полупречнику заокретања. Помоћу графика приказаног на слици 19.

Слика 19 може при било којој вредности полупречника R заокретања возила да укупна обимна сила F_0 да одреди карактер кретања точкова без диференцијалне осовине по равној подлози.

На пример, при полупречнику заокретања $R = 200$ [m] (линије KK' и LL') чисто котрљање оба точка одговара трећем периоду кретања бездиференцијалне осовине које проистекле из расподеле обимне силе чиме се одређује тачка N' до позитивне која одговара тачки N на абцисној оси. При томе обиман сила F'_0 мења се по линији KK' а обимна сила F''_0 по линији LL' . При већој позитивној вредности укупне обимне силе F_0 у поређењу са вредношћу коју има у тачки N унутрашњи точак 1, проклизава а спољашњи 2 има чисто котрљање, тј. почиње трећи период кретања осовине.

У том случају обимна сила F'_0 мења се по правој KF а обимна сила F''_0 по кривој $L'F'$.

3.2. Циркулација паразитске снаге у систему без диференцијалног преноса снаге осовине

Паразитска снага се јавља и када не постоји диференцијал између осовина и када тангенцијалне реакције на точковима X' и X'' , делују у супротним смеровима, односно када је један точак у осовине погонски, а други – кочени, [1].

Циркулације паразитске снаге у систему без диференцијалног преноса снаге се јавља у случају C_5 код задњег погона. Расподела снаге по елементима приказана је на слици 19, где точак 1 остаје погонски, а 2 кочени, што је неопходан услов за појаву паразитске снаге. Како оба точка имају чисто котрљање (трећи период кретања точкова са еластичним точковима), снага предата точку 1 од система за пренос снаге задовољава основну релацију:

$$P_{ek} = M_k \omega_k = (F_k + f G_k) \omega_k \cdot r_k = F_k^0 v \quad (3.41)$$

Док снага P'' доведена у точку 2 од точка 1 је:

$$P_{ak} = |-F_k| v = |-F_k^0 + f G_k| v \quad (3.42)$$

Снага P' која се од система за пренос снаге доводи на точак 1 и снага P'' која се од точка 1 доводи на точак 1, може се одредити на основу једначине:

$$P' = F' v = 0.5 \left(F_p + \frac{c}{\lambda} \right) v = 0.5 \left[F_s + f(Z' + Z'') + \frac{c}{\lambda} \right] v \quad (3.43)$$

$$\begin{aligned} P'' = F'' v &= (-F'' + f Z'') v = \left\{ -0.5 \left[F_s + f(Z' + Z'') + \frac{c}{\lambda} \right] + f Z'' \right\} v \\ &= 0.5 \left(\frac{c}{\lambda} - F_s \right) v \end{aligned}$$

Снаге P'_f и P''_f , које се ангажују на савлађивање отпора котрљању точкова одређују се из једначина чистог котрљања:

$$P'_f = f Z' v; \quad P''_f = f Z'' v \quad (3.44)$$

Снага која се од точка 2 предаје точку 1 одређује се из разлике снага P' и P'' :

$$P_c'' = P'' - P''_f = 0.5 \left[\frac{c}{\lambda} - F_s - f(Z' + Z'') \right] v \quad (3.45)$$

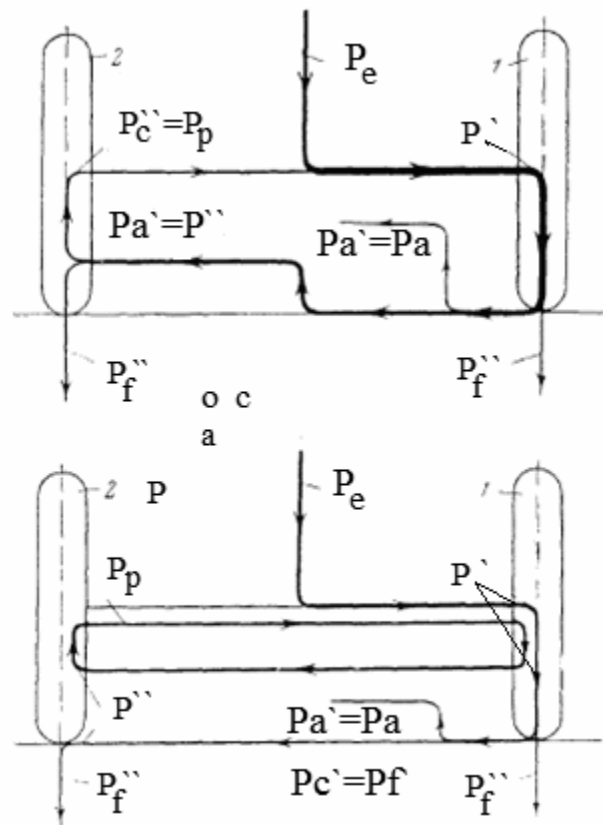
Снага која се преноси точку 1 истовремено са снагом P_e , понаша се тако да одговара паразитској снази P_p и циркулише у систему осовине.

Снага P_e , пренета осовини од система за пренос снаге једнака је разлици снага P' и P_c'' :

$$P_e = P' - P_c'' = [F_s + f(Z' + Z'')]v \quad (3.46)$$

Ова снага се ангажује и за снагу која се ангажује за савлађивање отпора при котрљању точкова 1 и 2:

$$P_e = P_a + P_f' + P_f'' \quad (3.47)$$



Слика 19 - Шема расподеле снаге у систему осовине без диференцијала

На слици 19 је приказана расподела снаге на осовини у случају C_5 , при чему се јавља паразитска снага P_p .

Према табели 4 у овом случају кретања осовине (Слика 19), јавља се и промена укупне обимне силе F_s :

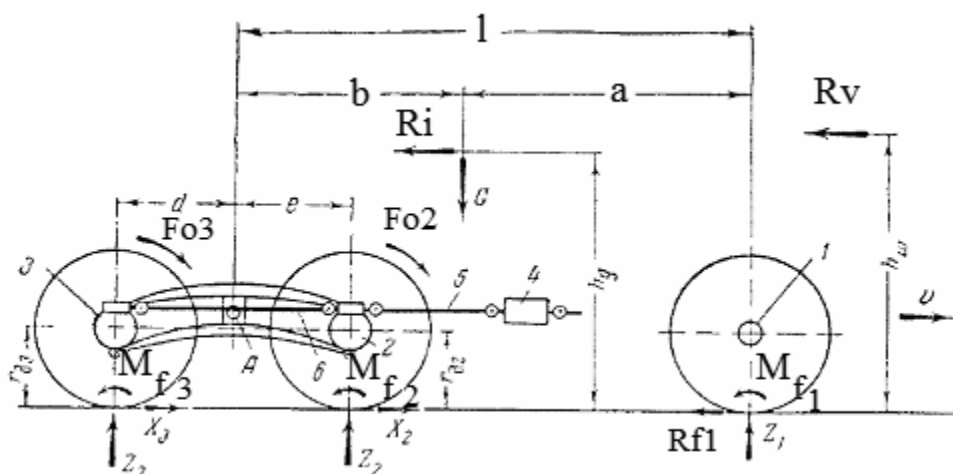
$$\frac{c}{\lambda} - f(Z' + Z'') > F_s > 0 \quad (3.48)$$

Ако сила F_s има вредност $\frac{c}{\lambda} - f(Z' + Z'')$ онда процес преноса снаге еквивалентан случају C_4 кретања осовине, табела 9.

Ако је укупна обимна сила F_s једнака 0, осовина постаје слободна, што одговара случају C_6 кретања (1 точка вођен; 2 точка кочен; осовина слободна), табела 11. Релевантно за овај услов кретања једначина биланса снаге појединачних елемената осовине, може се добити одмах из једначина за случај C_5 кретања осовине, слика 19 узевши при том да је $F_s = 0$.

3.3. Циркулација снаге у систему без диференцијалног преноса снаге код троосовинског возила са две погонске осовине

На слици 20 приказана је шема дејства сила и момената на троосовинско возило са две задње погонске осовине. Ако полупречници точкова на осовинама 2 и 3 нису међусобно једнаки, под одређеним условима у возилу се јавља паразитска снага те су точкови друге или треће осовине погонски а други кочени, $r_{f2} \neq r_{f3}$.



Слика 20 - Шема сила, момената и реакција које делују на троосовинско возило са две погонске осовине

Ако се претпостави да је полупречник котрљања точкова осовине 2, већи од полупречника точка осовине 3, онда се за описивање кретања целокупног возила се може се користити табела 4, $r_{f2} > r_{f3}$.

На слици 20 приказана је расподела снага по осовинама при чему је погонска осовина 2, а 3 је кочена. Снага P_2 која се од главног преносника доводи на точкове погонске осовине 2 одређује се на основу једначине:

$$P_2 = F_2 v = 0.5 \left(F_0 + \frac{c}{\lambda} \right) v = 0.5 \left[F_s + f(Z_2 + Z_3) + \frac{c}{\lambda} \right] v \quad (3.49)$$

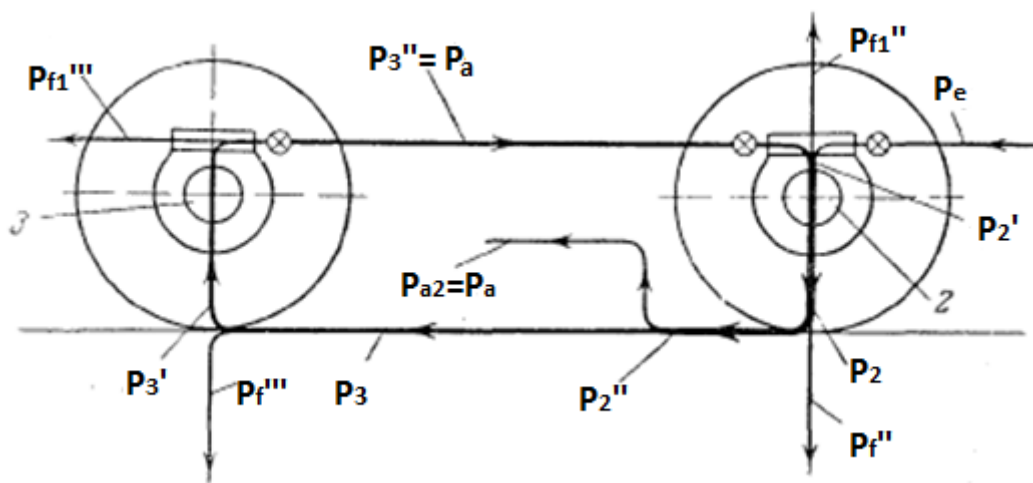
Снага P_3 која се доводи у точковима кочене осовине 3 од точкова осовине 2, одређује се на основу једначине:

$$P_3 = (-F_3 + fZ_3)v = \left[-0.5 \left(F_p - \frac{c}{\lambda}\right) + fZ_3\right]v = 0.5 \left[\frac{c}{\lambda} - F_s + f(Z_2 + Z_3)\right]v \quad (3.50)$$

или ако су радијалне реакције међусобно једнаке:

$$P_3 = 0.5 \left(\frac{c}{\lambda} - F_s\right)v \quad (3.51)$$

Снага пренета кроз главни преносник осовини 2 предаје снагу P_2 која се по величини троши на трење у преноснику. За снагу P_2' предаје се преко главног преносника осовини 2, а P_{f1}' се троши на трење у том преноснику:



Слика 21 - Шема расподеле снаге троосовинског возила, за осовине 2 и 3, када је точак 2 погонски, 3 кочени и осовина погонска

$$P_2' = \frac{1}{\eta_m} P_2 = \frac{0.5}{\eta_m} \left[F_s + f(Z_2 + Z_3) + \frac{c}{\lambda} \right] v \quad (3.52)$$

$$P_{f1}'' = \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) P_2 = 0.5 \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \left[F_s + (Z_2 + Z_3) + \frac{c}{\lambda} \right] v$$

Снаге P_f'' и P_f''' ангажују се за савлађивање отпора котрљања на осовинама 2 и 3, где се јавља чисто котрљање. Одређују се из једначина:

$$P_f'' = fZ_2 v; \quad P_f''' = fZ_3 v \quad (3.53)$$

Снага P_2'' ослобађа се на осовини 2, према слици 21.

$$P_2'' = P_2 - P_f'' = 0.5 \left[\frac{c}{\lambda} + F_s + f(Z_3 - Z_2) \right] v \quad (3.54)$$

или ако су реакције Z_2 и Z_3 међусобно једнаке:

$$P_2'' = 0.5 \left(\frac{c}{\lambda} + F_s \right) \quad (3.55)$$

Снага P_2 се одводи од осовине 2 ка коченој осовини 3, док остатак P_{a2} се предаје од осовине ка возилу (отпор ваздуха, отпор нагиба пута). Према слици 21 је:

$$P_{a2} = P_a = P_2'' - P_3 = F_a v \quad (3.56)$$

Снага P_3' преноси се од главног преносника на осовину 3, те је према слици 21:

$$P_3' = P_3 - P_f''' = 0.5 \left[\frac{c}{\lambda} - F_s - f(Z_2 + Z_3) \right] v \quad (3.57)$$

После тога одређује се снага P_3'' која се преноси од осовине 3 ка осовини 2 и при томе се снага P_{f1}''' ангажује за савлађивање трења у главном преноснику осовине 3:

$$P_3'' = \eta_m' P_3 = 0.5 \eta_m' \left[\frac{c}{\lambda} - F_s - f(Z_2 + Z_3) \right] v \quad (3.58)$$

$$P_{f1}''' = (1 - \eta_m') P_3' = 0.5 (1 - \eta_m') \left[\frac{c}{\lambda} - F_s - f(Z_2 + Z_3) \right] v$$

где је: η_m' - механички степен корисности главног преносника при преносу снаге од точкова ка карданском преноснику.

Снага P_e од мотора одређује се према слици 21:

$$P_e = P_2' - P_3'' = 0.5 \left\{ \left(\frac{1}{\eta_m} - \eta_m \right) \frac{c}{\lambda} + \left(\frac{1}{\eta_m} + \eta_m \right) [F_s + f(Z_2 + Z_3)] \right\} v \quad (3.59)$$

Та снага се ангажује за стварање снаге P_{a2} , савлађивање трења у главном преноснику и савлађивање отпора котрљању точкова:

$$P_e = P_{a2} + P_{f1}'' + P_{f1}''' + P_f'' + P_f''' \quad (3.60)$$

Снага P_3'' преноси се осовини истовремено са снагом P_e која долази од мотора и представља паразитску снагу P_p .

3.4. Циркулација снаге код вишеделних возила [10]

Примена погона на свим точковима код возила има за циљ обезбеђење максимално могуће вучне силе на точковима. Код возила која се крећу по тврдим подлогама и која имају механички систем преноса снаге најчешће су точкови исте осовине круто везани.

Такође, возила са погоном на свим точковима, која се крећу по тврдим подлогама, имају предност у односу на вишеделна (зглобна) возила са погоном на свим точковима. Један од проблема који се јавља код зглобних возила је кинематска неравномерност код мењачког преносника. [10] Разлози појаве кинематске неравномерности између погонских осовина су:

- разлика у величини полупречника точка између предње и задње осовине, што померањем еластичних елемената утиче на промену производних толеранција,
- разлика полупречника заокретања између осовина при скретању возила,
- разлика у висини профила подлоге по којој се возило креће и
- разлика у преносним односима погонских осовина.

Степен кинематске неравномерности ε мењача представља однос разлика угаоних брзина погонског зупчаника диференцијала, [10]:

$$\varepsilon = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\max(\omega_1, \omega_2)} \quad (3.61)$$

ω_1, ω_2

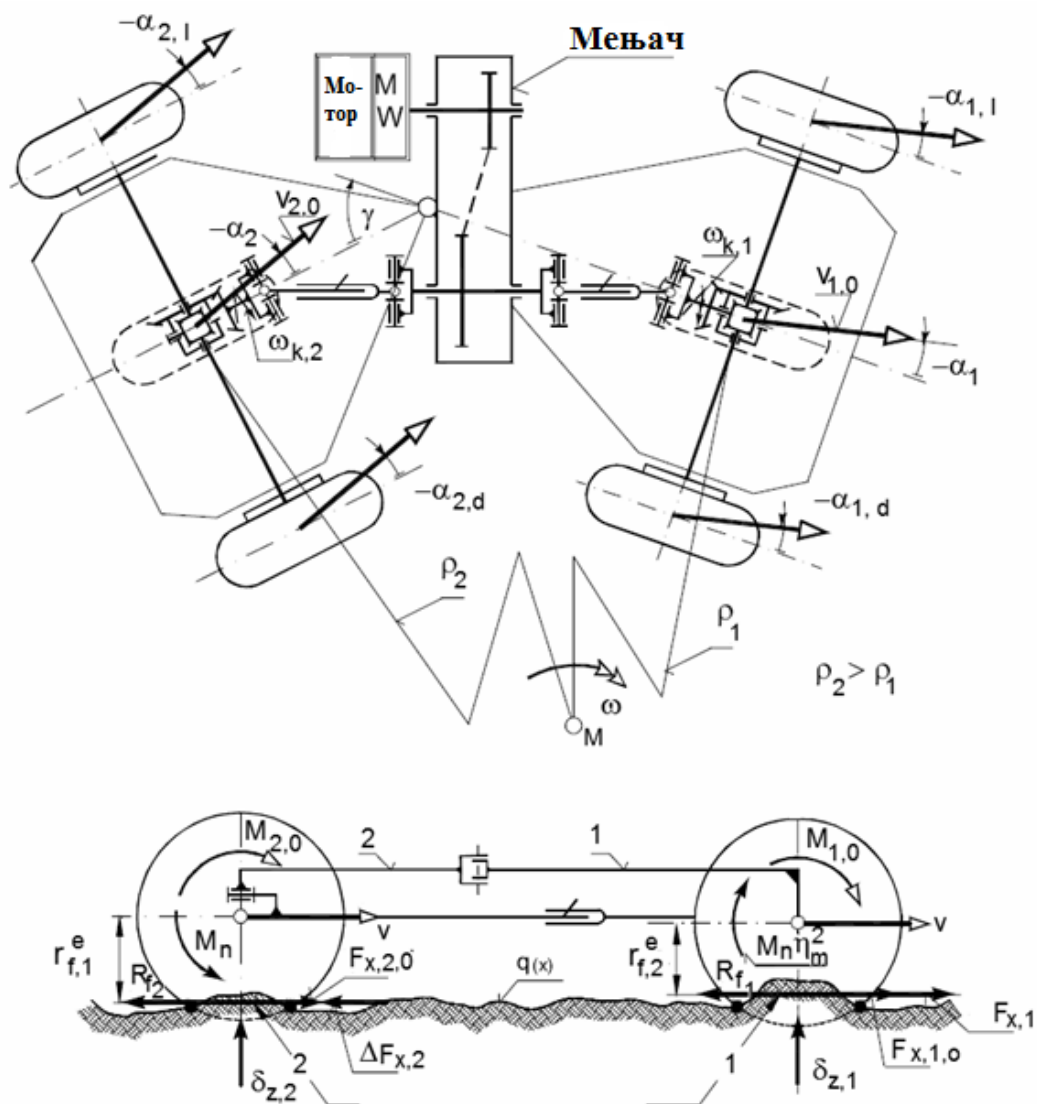
— угаоне брзине главног преносника предње и задње погонске осовине (сл. 22)

Степен кинематске неравномерности може да има вредности $-1 < \varepsilon < 1$. Узевши у обзир ознаке дате на слици 22, једначина (3.60) постаје:

$$\varepsilon = \frac{\frac{\rho_1 i_{1,l}}{r_{f,1}^e} - \frac{\rho_2 i_{2,l}}{r_{f,2}^e}}{\max\left(\frac{\rho_1 i_{1,l}}{r_{f,1}^e}, \frac{\rho_2 i_{2,l}}{r_{f,2}^e}\right)} \quad (3.62)$$

ρ_1, ρ_2 — полупречници заокретања предње и задње погонске осовине,

$i_{1,l}, i_{2,l}$ — укупан преносни однос предње и задње погонске осовине.



Слика 22 – Кретање зглобног аутобуса [10]

Код праволинијског кретања возила, степен кинематске неравномерности се узима у облику:

$$\varepsilon = \frac{r_{f,2}^e i_{2,l}}{r_{f,1}^e i_{1,l}} - 1 < 0 \quad (3.63)$$

када је $r_{f,1}^e > r_{f,2}^e$ и када је $r_{f,1}^e < r_{f,2}^e$:

$$\varepsilon = 1 - \frac{r_{f,1}^e i_{1,l}}{r_{f,2}^e i_{2,l}} > 0 \quad (3.64)$$

Када је $\varepsilon > 0$ осовине ће се „кретати једна ка другој“, док када је $\varepsilon < 0$ осовине ће се „кретати једна од друге“. Изведена анализа је једноставна и није узела у обзир клизање између предње и задње осовине, еластичне деформације пнеуматика, клизање у контакту пнеуматика и подлоге. Наведене појаве доводе до тога да при високим коефицијентима пријањања и малим отпорима котрљању настаје „*привидна снага*“ или „*паразитска снага*“.

Она изазива негативан ефекат – додатно повећање отпора котрљања, повећао хабање пнеуматика и енергетске губитке возила. Кинематска неравномерност није увек једнозначно одређена постојањем паразитске снаге и директно је одређена могућностима компензације главног преносника.

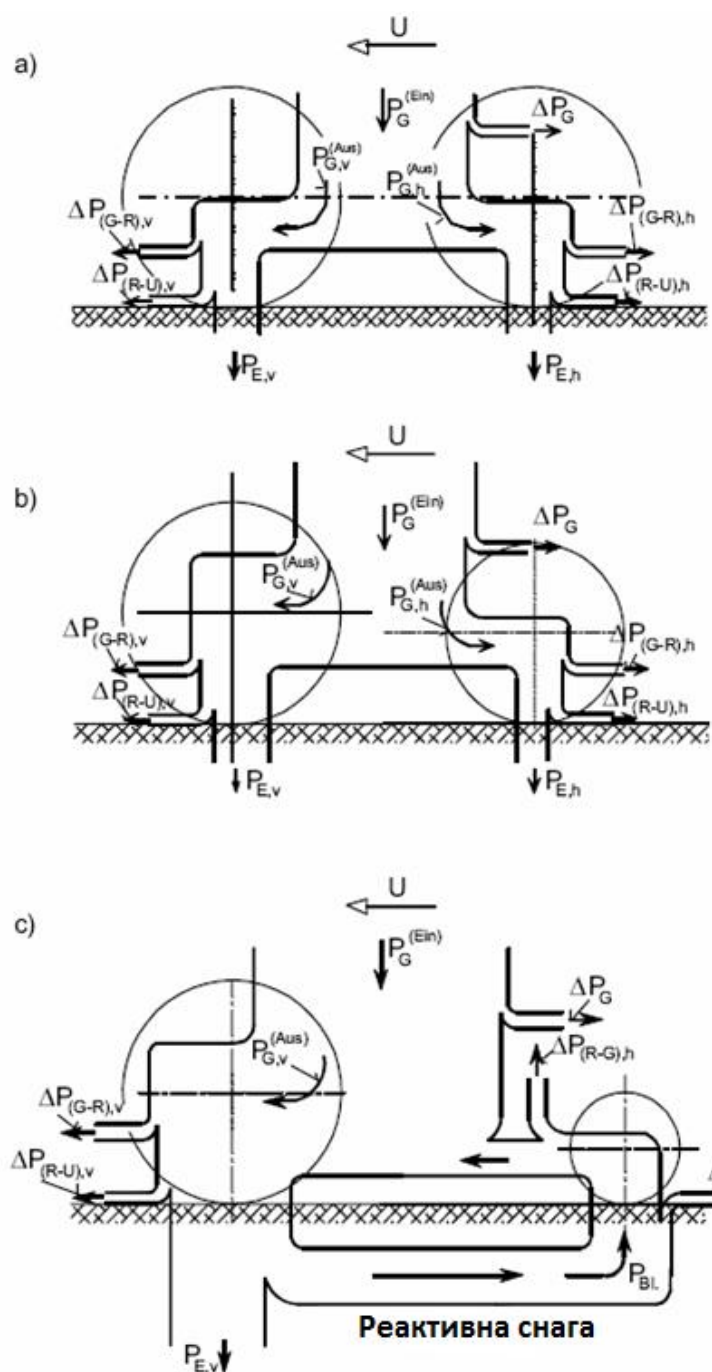
Смањење кинематске неравномерности може се остварити повећањем вучне силе возила, малим коефицијентом пријањања и великом тангенцијалном еластичношћу пнеуматика, [10].

На слици 23 приказана су три типична случајева циркулације снаге код возила. Ознаке су:

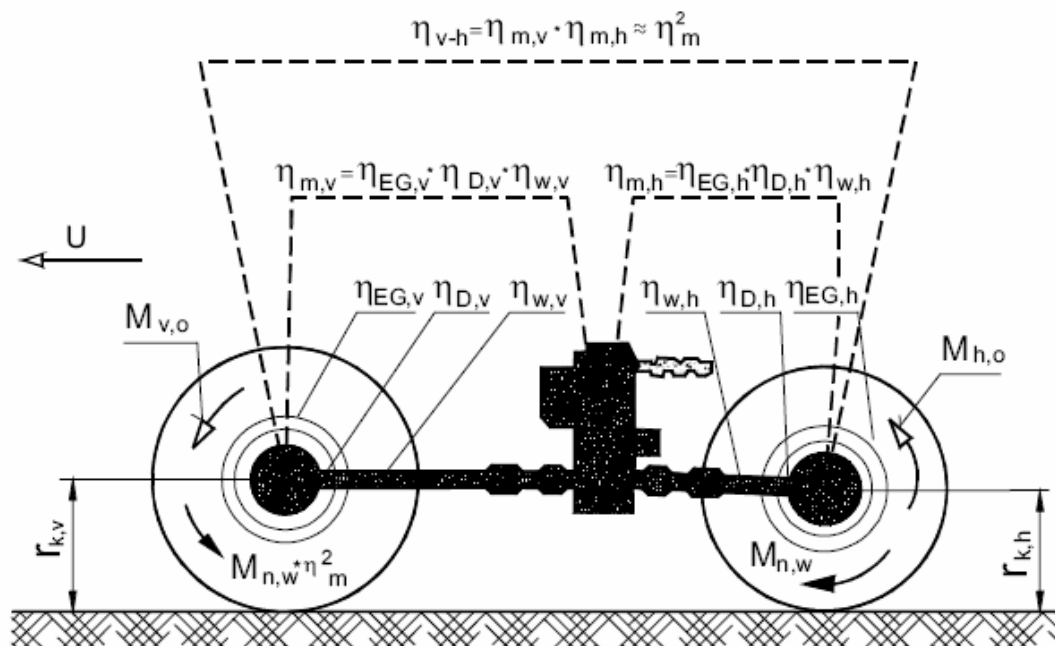
- P_G^{UN} - улазна снага на мењач (разделник);
- ΔP_G - губици снаге у мењачу (разделнику) $P_{GV}^{aus}, P_{Gh}^{aus}$;
- Излазна снага мењача предњих и задњих погонских осовина, $\Delta P_{(G-R)}, v, \Delta P_{(G-R)}, h$ – губици снаге између разделника и точкова предње и задње осовине;
- $\Delta P_{(G-U)}, v, \Delta P_{(G-U)}, h$ – губици снаге у интеракција точка и подлоге на предњој и задњој осовини;
- P_E, v, P_E, h – ефективна снага предње и задње осовине.

Док на слици 24 је приказана шема система погона теретних возила. Ту је:

- $\eta_v - h$ – укупни степен корисности елемената са свим погонским точковима између предњих задњих точкова;
- η_W, v, η_W, h – степен корисности предње и задње погонске осовине са спрегнутим вратилима у мењачу;
- η_D, v, η_D, h – степен корисности диференцијалног преносника предње и задње осовине;
- η_m, v, η_m, h – степен корисности елемената који припадају погонском мосту.



Слика 23 - а) погонски систем без кинематске неравномерности; б) погонски систем са кинематском неравномерношћу, али без паразитске снаге; в) погонски систем са кинематском неравномерношћу и са паразитском снагом.

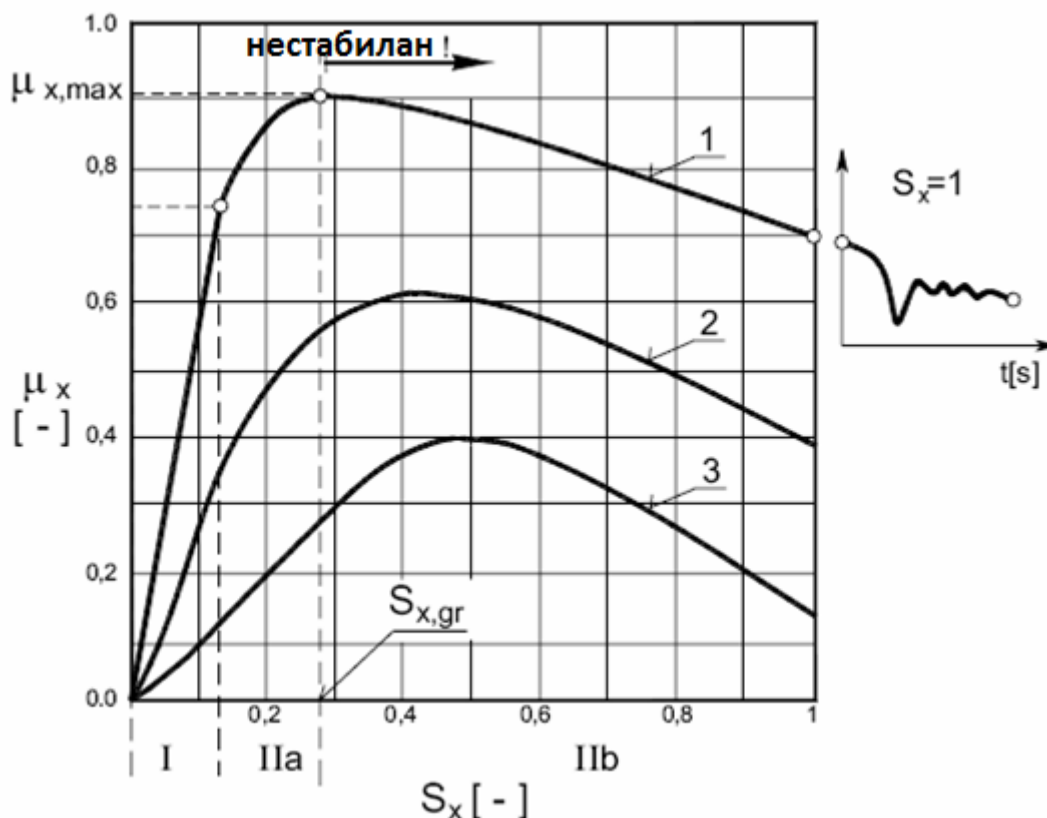


Слика 24 - Шема система погона теретних возила

Унутрашњи отпорни момент $M_{n,w}$ у погонском мосту изазива кинематску неравномерност и настоји да елиминисе ово неслагање. "Самостално" елиминисање кинематске неравномерности код система преноса снаге у зависности од њихове величине и својства заједничког ефекта контакта пнеуматика са подлогом (Криве коефицијента пријањања - клизања, слика 23) одређен је полупречник котрљања предњих и задњих точкова ($r_{f,1} = r_{f,2}$) у функцији клизања услед деформације и/или последица клизања делова пнеуматика. [10] У тренутку када је поређење полупречника котрљања достигло максималну вредност момента $M_{n,w}$.

На слици 23 приказана је крива коефицијента пријањања у функцији клизања у следећим областима: на пример за криву 1 разликује се:

- I – област адхезије (клизање услед деформације),
- II а) – област делимичног клизања (стабилна). Део површине елемената газећег слоја који пријањају, док други клизају. У овој области јавља се стационарно клизање,
- II б) – област делимичног клизања (нестабилна). Када је $\varphi_{x,max}$.



Слика 25 - Коефицијент пријањања точкова функција подужног клизања за различите подлоге: 1- чврста подлога (нпр. бетонски асфалт); 2 - попустљива подлога; 3 – врло мекана подлога

За погонски систем код кога су једнаки полупречници котрљања настају као последица деформације услед клизања у контакту површине пнеуматика и подлоге (I област пријањања, слика 23).

Компонента степена корисности η која резултира из постојања паразитске снаге може се одредити из израза:

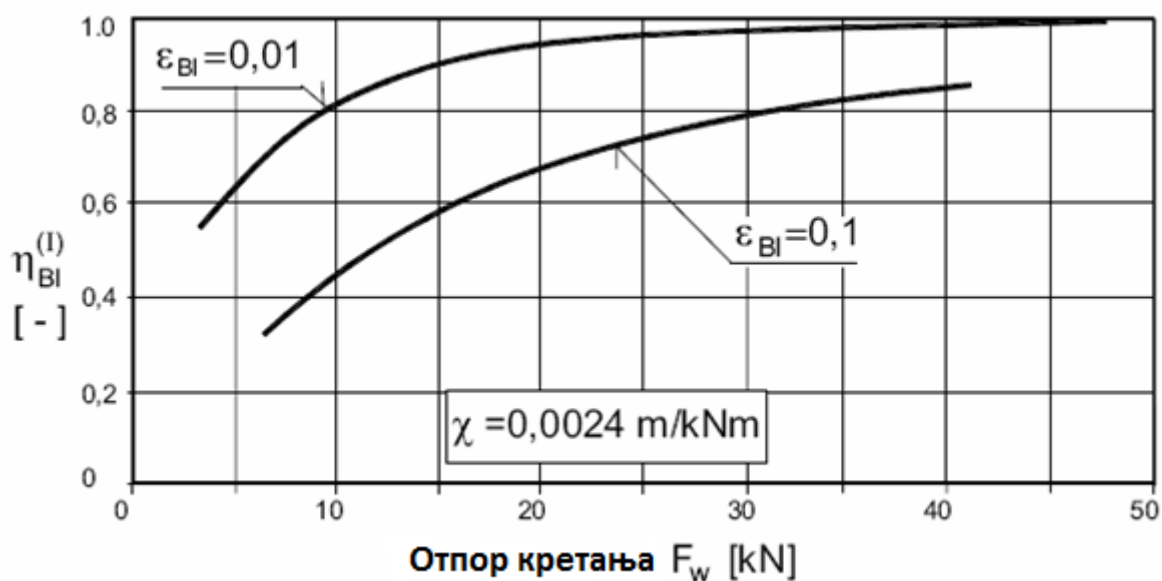
$$\eta_{BI}^{(I)} = 1 - \frac{2|\varepsilon_{BI}| \left[\max(r_{f,1}^E, r_{f,2}^E) \right] (1 - \eta_m^2)}{X(\eta_m^2 + 1) M_G^{Izl} i_A \eta_m} + \frac{1 - \eta_m^2}{1 + \eta_m^2} \quad (3.65)$$

$$X = \frac{1}{C_M, \delta_Z} \quad C_M, \delta_Z = \frac{\partial M}{\partial \delta_Z}, \left[\frac{Nm}{m} \right] \quad (3.66)$$

C_M – спрегнута карактеристика обимне брзине пара пнеуматика и подлоге,

M_G^{Izl} – излазни момент погонског моста.

На пример на сликама 24 и 25 приказана је компонента степена корисности $\eta_{BI}^{(I)}$ погонског моста на као резултат паразитске снаге.



Слика 26 - Утицај отпора кретању мобилне машине и кинематска неравномерност на бази компоненте степена корисности погонског моста

За погонски систем код кога зависност полупречника котрљања обе осе од клизања у II области, приказани су на слици 23 и компонента степена корисности трансмисије као резултат паразитске снаге дат је једначином:

$$\eta_{BL}^{(II)} = \frac{G_{A,1} \varphi_x(S_x) r_d}{M_G^{izl} i_A \eta_m} \left(1 - \frac{1}{\eta_m^2} \right) + \frac{1}{\eta_m^2} \quad (3.67)$$

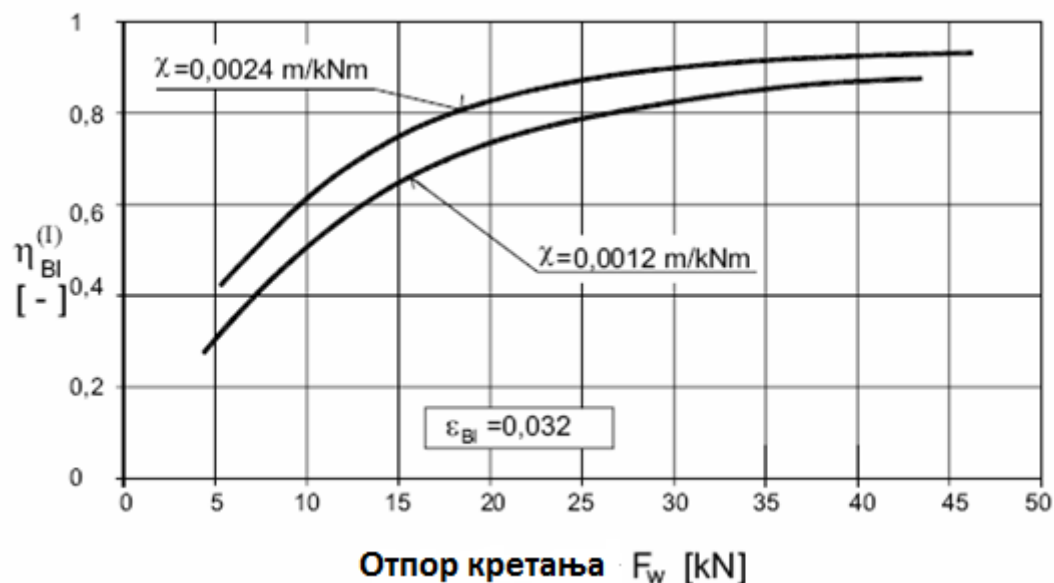
$G_{A,1}$ — оптерећење предње осовине,

r_d — динамички полупречник предњих точкова.

За практичне прорачуне може се динамички полупречник отпора котрљању заменити кинематским полупречником:

$$r_d \approx r_k \quad (3.68)$$

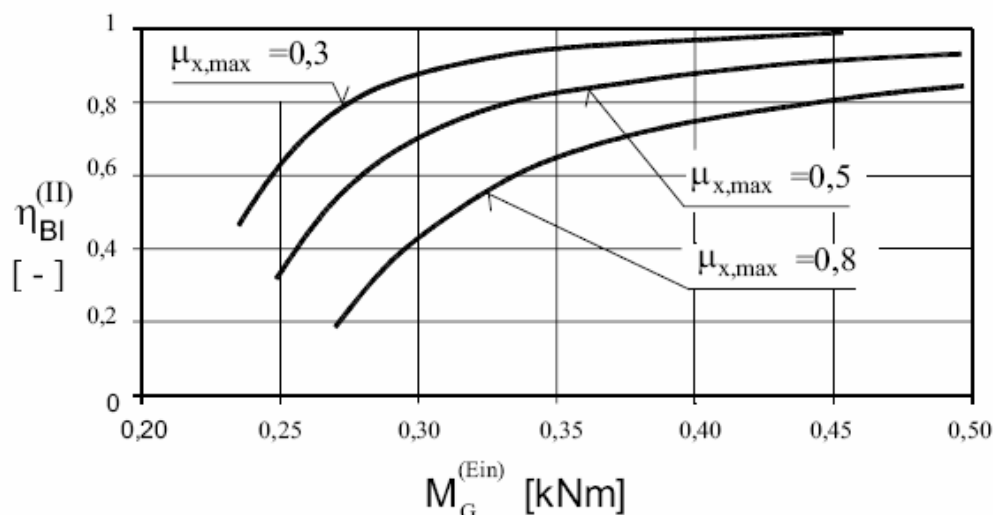
На слици 26 приказана је компонента степена корисности трансмисије као резултат постојања паразитске снаге дата као пример прорачуна.



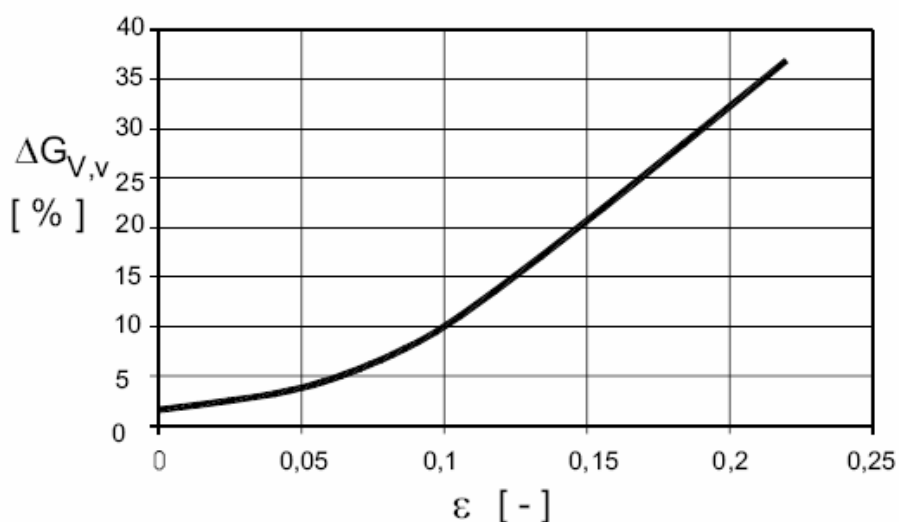
Слика 27 - Утицај отпора кретању теретног возила и обимна деформанбилност пнеуматика на компоненту степена корисности погона

На сликама 24 и 25 приказане су зависности компоненте степена корисности, које су добијене у пракси смањењем паразитске снаге и резултира:

- већом вредношћу кинематске неравномерности,
- малим отпором кретања возила,
- већом вредношћу коефицијента пријањања,
- мањим обимним деформацијама пнеуматика у зони контакта са тлом.



Слика 28 - Утицај улазног момента на мењачу и коефицијента пријањања пнеуматика и тла на компоненту степена корисности трансмисије



Слика 29 - Утицај кинематске неравномерности ε на процентуално повећање потрошње горива теретног возила са погоним на сва четири точка са предњим управљачким точковима при кретању у кривини и на бетонској подлози у односу на теретно возило са предњим погонским точковима

Суштинска консеквенца смањења степена корисности трансмисије возила је потрошња горива нарочито при кретању на успону. [10]

На пример, на слици 29 допринос је релативан, запреминска мера потрошње горива теретних возила са предњим управљачким точковима и са погоним на свим точковима при криволинијском кретању по бетонској подлози упоређена је у односу на је потрошњу горива теретног возила са предњим погонским точковима.

Код возила са погоном на сва четири точка примењују се различита техничка решења како би се смањила кинематска неравномерност [10]. Код теренских возила, или грађевинских машина примена међуосовинског диференцијала значајно смањује тракцију. Код ових машина користи се ручно укључивање и искључивање погонских осовина.

У таквим случајевима, субјективна процена је меродавна за укључивање или искључивање. Кинематска неравномерност може да се знатно смањи регулацијом притиска у пнеуматцима. Формирање математичких модела за описивање кинематске неравномерност било ког вишеосовинског возила може се одредити преко енергетског критеријума еквивалентног точкова. Точкови једне осовине замењују се еквивалентним, слика 30.

Под оваквим условима било које вишеосовинско возило може се приказати моделом датим на слика 31. Као што је приказано на слици 31, за било које вишеосовинско возило са више погонских осовина и различитим управљачким системима. Детаљнија анализа показује да свако возило са одређеним системом управљања може представити моделом зглобног возила, приказанима на слици 32. Зглоб усмерава предње и задње точкове.

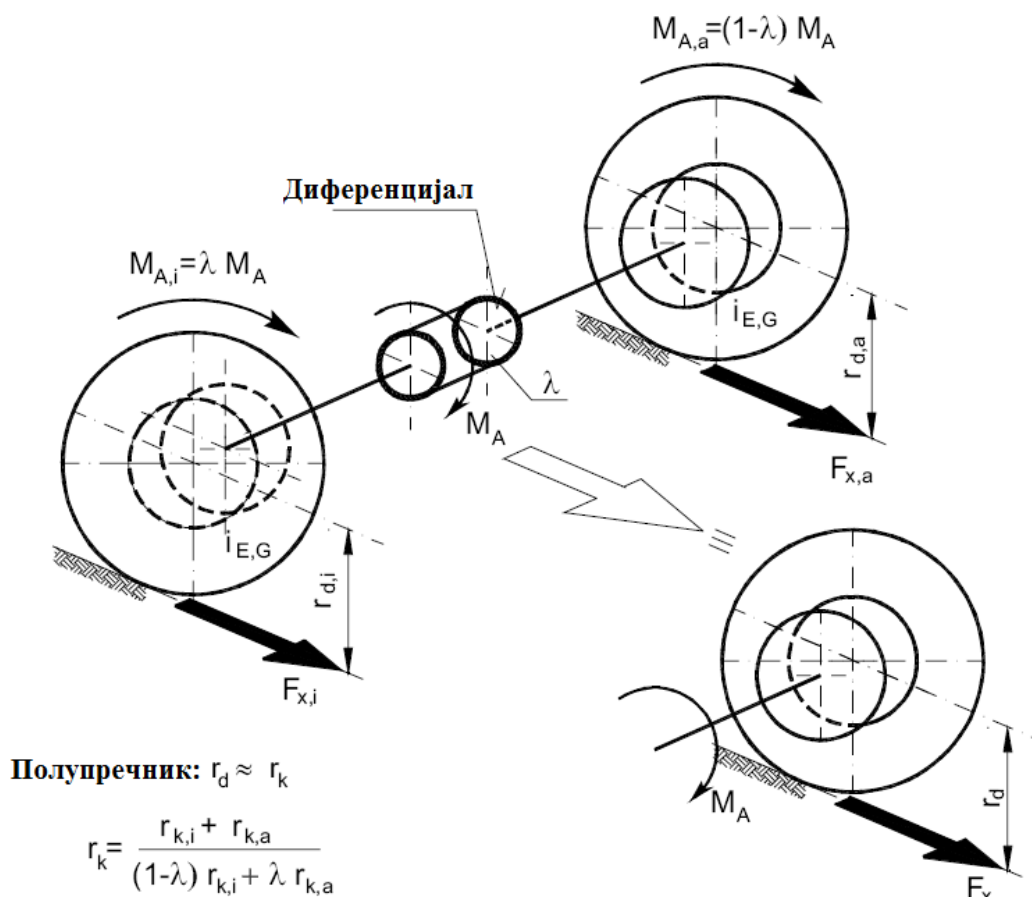
Полупречник заокретања предњих и задњих точкова је на основу геометрије на слици 32:

$$\rho_i = \left| \frac{L_i \cos[\gamma_{ij} + (-\delta_j - \alpha_j)] + L_j \cos(\delta_j + \alpha_j)}{\sin[\gamma_{ij} + (\delta_j + \alpha_i) + (-\delta_j - \alpha_j)]} \right| \quad (3.69)$$

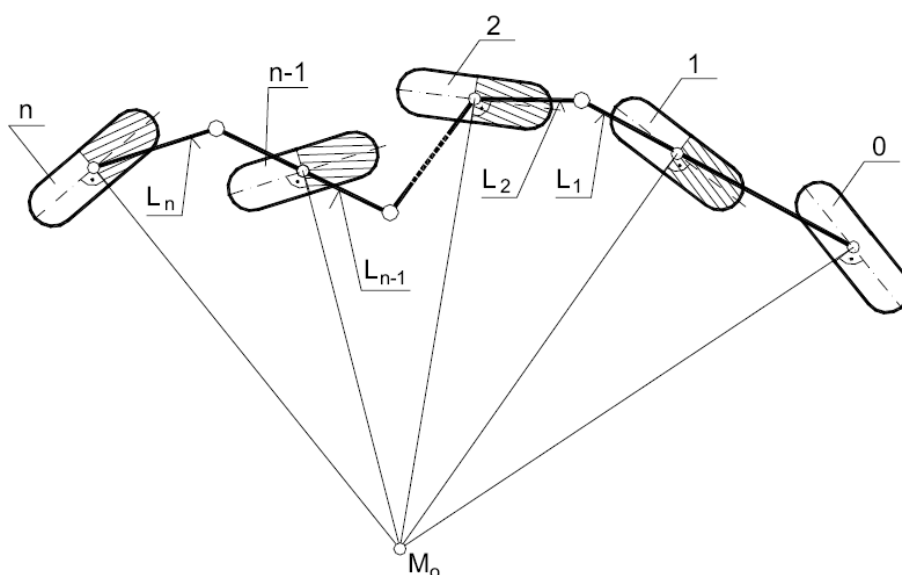
$$\rho_i = \left| \frac{L_i \cos(\delta_j + \alpha_j) + L_j \cos[\gamma_{ij} + (\delta_j + \alpha_j)]}{\sin[\gamma_{ij} + (\delta_j + \alpha_i) + (-\delta_j - \alpha_j)]} \right|$$

Да би се одредио одговарајући полупречник окретања возила са предњим управљачким точковима, у свим једначинама (3.69) се претпоставља да је $L_i = 0$, $L_j = L$, $\gamma_{ij} = 0$, $\delta = 0$ што се и користи за одређивање кинематске неравномерности. Када се промени смер кретања возила (уназад) индекси „i“ и „j“ мењају места.

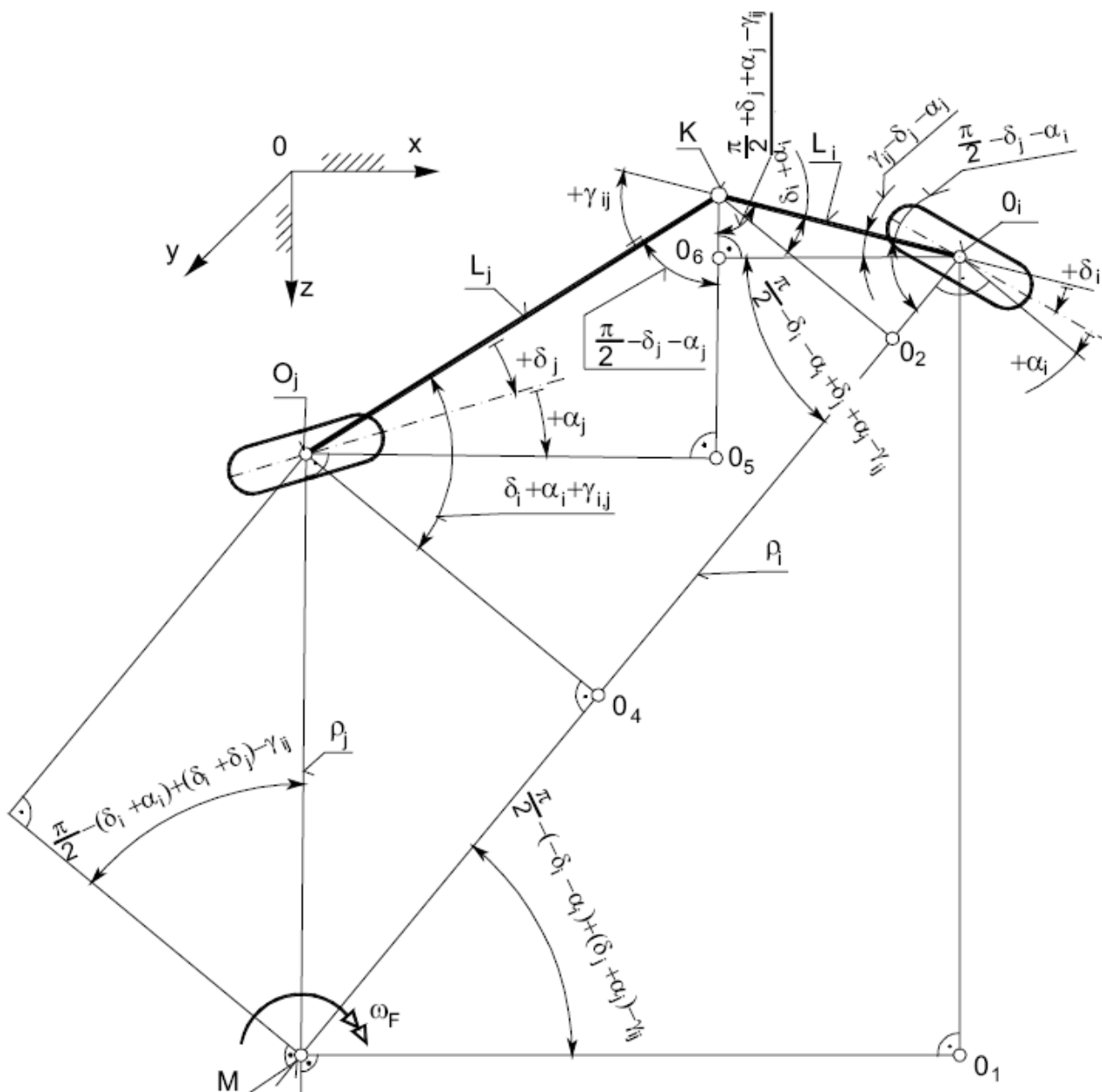
Ако се једначине (3.69) замене у једначини (3.62) може се одредити кинематска неравномерност возила са било којим геометријским системом управљања са сви релевантним параметрима.



Слика 30 – Одређивање еквивалентног полупречника, λ – фактор расподеле диференцијала



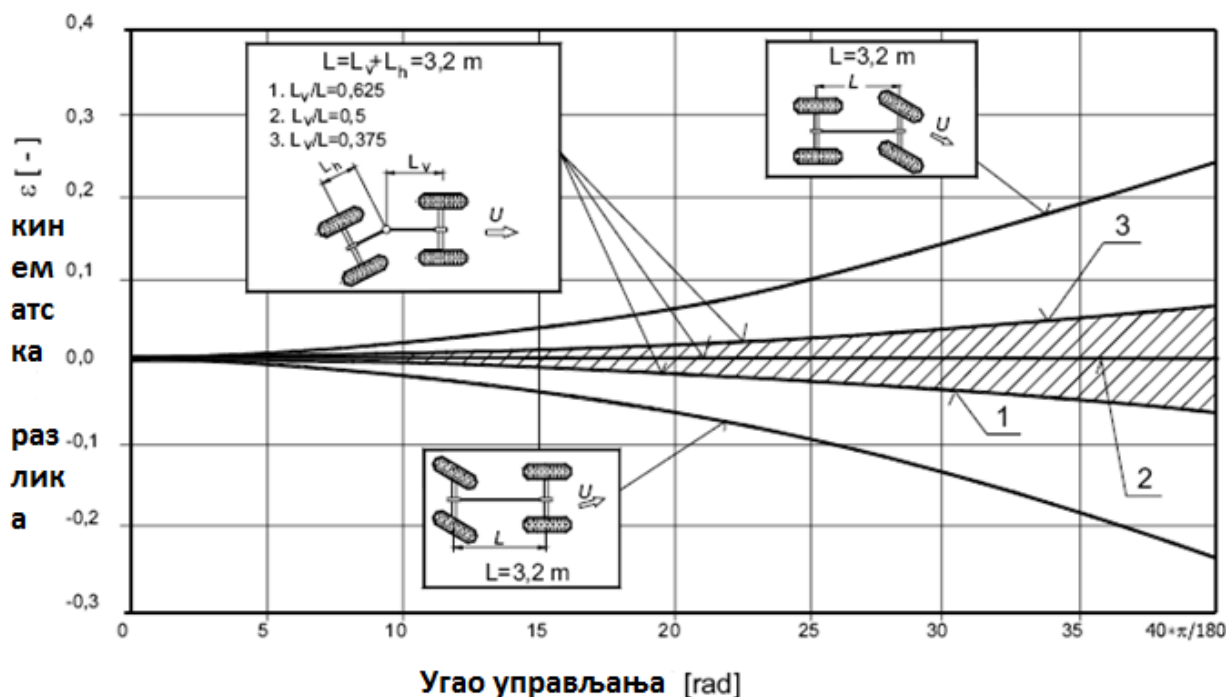
Слика 31 – Шема произвољног вишеосовинског возила, 0–непогонска осовина, 1,2, ..., n – 1, n – погонске осовине, $L_1, L_2, \dots, L_n$ дужина сваке деонице, M_0 – тренутни пол



Слика 32 – Шема модела за одређивање кинематске неравномерности возила са произвољним управљачким системом [10]

Било које вишеосовинско возило са n погонских осовина може се заменити преко $\binom{n}{2} = \frac{1}{2}n(n-1)$ двосовинских возила које карактерише кинематска неравномерност ε која се одређује преко једначина (3.68), слика 31.

Пример резултата прорачуна кинематске неравномерности као функције угла управљања за произвољан управљачки систем је дат на слици 33.



Слика 33 - Зависност кинематске неравномерности управљачког система возила код зглобних возила за различите положаје зглоба [10]

У прорачунима бочни угао нагиба точка, се занемарује јер нема суштински значај, [10]. Као што је приказано на слици 33, што се тиче кинематске неравномерности и у односу ефикасности погона на свим точковима, возило са предњим управљачким точковима представља најнеповољније решење (важи такође за зглобна возила), а затим долазе возила са задњим управљачким точковима.

Код теретних возила са зглобним управљањем најповољнији је случај када степен кинематске неравномерности тежи нули, односно када је зглоб у близини тежишта и када је однос ($a/l = 0.5$).

Возила са четири управљачка точка имају степен кинематске неравномерности близак оном код возила са централним управљањем.

4. Теоријска анализа расподеле снаге у трансмисији

Велики број осовина и погонских точкова аутомобила условљава сложен систем за пренос снаге. Избор оптималне шеме преноса снаге у овом случају је од великог значаја. [1] Недостатак заједничких принципа за решавање овог питања у теоријском и практичном смислу, условио је постојање различитих метода за расподелу снаге не само код вишеосовинских, већ и код возила са погоном на свим точковима.

Код појединих врста возила, погонске осовине раде у готово једнаким условима када се користи шема преноса снаге са 1, 4, 5, 6 или 7 диференцијала. Заједничко за сва истраживања у овој области је детаљно разматрање теорије котрљања еластичног точка и кретање точка по неравнинама како би се анализирао цело систем преноса снаге.

Код n -осовинског возила може бити $2n$ точкова, на које треба довести снагу. При преносу, снага може претрпети разне трансформације.

Пренос снаге у вишеосовинском возилу представља сложен систем преношења и трансформација различитих видова енергије. Коришћењем познатих теорија кретања возила у овим истраживањима је тешко, те је неопходно формирати нове теоријске основе. Метода теорије протока снаге у сложенем систему може се применити и добити једноставна шема и прорачун, као и идентификација система преко једноставног модела и при том дефинисати законитости функционисања појединих елемената и целог система. [1]

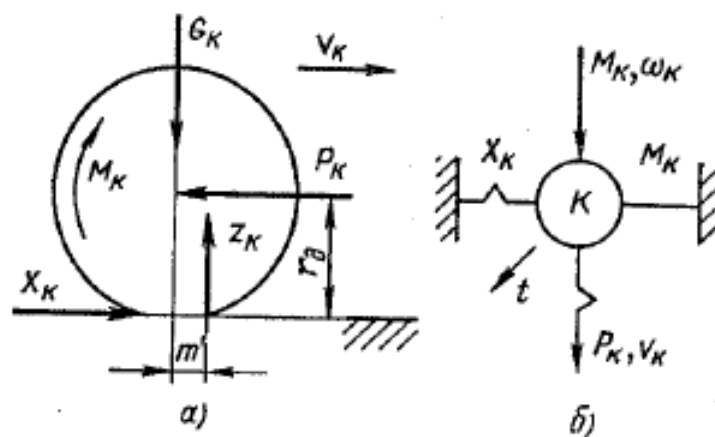
Предност теорије протока снаге лежи и у чињеници да се њене методе и принципи могу применити за опис рада било ког типа преноса снаге, било којих појединачних елемената без обзира на врсту механизма, њихове уређаје и што је још важније, за обрасце трансформисања и преноса енергије.

Према теорији протока снаге сви различити уређаји као и токови укључени у систем преноса снаге, могу бити условно представљени помоћу три типа чворних тачака: *тачка гранања, кинетичка тачка и генерализована тачка.*

У тачки гранања долази до промена параметара снаге, код кинетичке долази до промене параметара брзине. Генерализована чворна тачка – обједињује особине кинетичке тачке и тачке гранања и обједињује истовремено промене параметара брзине и параметара силе. Чворне тачке су повезане између себе усмереним током енергије (обавезни токови). Поред повезивања протока преносног система постоје и акумулациони и дисипативни токови, [1].

Било који тип система за пренос снаге може бити представљен скупом чворних тачака, збирних и издвојених токова. Слика овог скупа даје шему протока сила. Колико је коректно формирана шема протока снаге зависи какви ће резултати бити. Да би се формирала шема протока снаге у систему преноса снаге вишеосовинских возила неопходно је представити точак у облику генерализованог чвора, као важног елемента шеме тока снаге [1].

Шема сила које делују на погонски точак при котрљању по тврдој подлози помоћу генерализованог чвора приказана је на слици 34. Чворна тачка точка која се креће по деформабилном тлу принципијално нема разлике у односу на точак који се креће по недеформабилној подлози.



Слика 34 - Шема сила: а) које делују на точак, б) чворна тачка

Са слике 34, видимо да чворна тачка садржи следеће чворне токове:

- Угаона брзина точка ω_T и обртни момент M_T ,
- Реактивни момент силе M_R , $M_R = eZ_T + r_d X_T$
- Транслаторна брзина v_T , и сила R_T ,
- Тангенцијална реакција $X_T = R_T$,
- Дисипација t .

Смерови токова одређеног чвора показују да је лако одредити режим рада точка, [1]. Код коченог точка, токови снаге су супротни у односу на оне приказаним на слици 34 (осим за проток t). Код вођеног точка делују реактивне тангенцијалне силе од возила ка точку M_m , ω_m , реактивни R_T , v_T и дисипација t .

На сличан начин може се представити и неутрални точак, [1]. При котрљању точка у оба случаја, када на точак делују и бочна сила и обртни моменти, па се генерализовани чвор точка претвара у почетак вектора где се даље представља векторским величинама. Број токова снаге и геометријско представљање генерализованих чворова точкова се не мења.

На слици 35 приказани су дијаграми тока снаге четвороосовинских возила. На дијаграмима - правим линијама означени су кружни токови, а тестерастим линијама - транслаторни токови: $K_{1l}, K_{1d}, \dots K_{4l}, K_{4d}$ — представљају чворне тачке левих и десних точкова, b — тачка раздвајања која описује одвод снаге да се задовоље потребе за додатним оптерећењима (нпр: чекрк за извлачење).

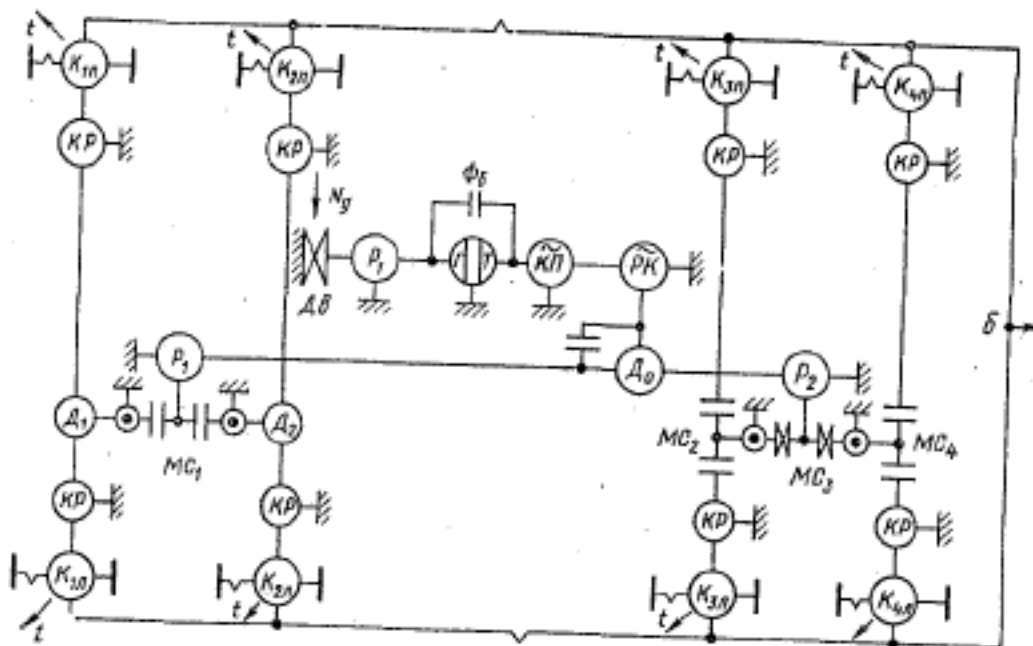
Остали чворови описују различите елементе:

- M - мотор,

- P_e – снага добијена од погонског агрегата,
- M_m – мењач,
- R_p – разделник погона,
- R_T – редуктор точка,
- R – редуктор,
- F_s – фриксиона спојница,
- D - диференцијал;
- H_T – хидротрансформатор,
- S_s – спојница слободног хода.

С обзиром на могућност токова релативне снаге, токови снаге вишеосовинских возила су затворени. Број посебних затворених контура једнак је $2n-1$, [1]. Затворене контуре између точкова једне осовине (леви и десни) и између осовина у шеми тока снаге приказани су на слици 35, где су контуре између точкова са обе стране возила и међуивичне контуре, означене бројевима.

У зависности од расположивости и врсте специјалних чворних тачака код ових контура могу се одредити услови укључења, циркулације или искључења појединог тока. Ове тачке су тзв. "чворови раздвајања" (CR). Оне могу да се одвоје, ослободе, а ако је неопходно и затворе контуру снаге. На слици 35 постоје CR на свих седам затворених контура снаге.



Слика 35 - Шема снаге протока: диференцијални пренос четири кола са једним мотором и дистрибуцију снаге између точкова на тврдој подлози [1]

У контурама прве, друге осовине и међуосовинској контури при котрљању точкава у CR примењују се диференцијални механизам D_1, D_2, D_0 , а код теретних возила у контурама задње осовине додају се спојнице слободног хода SS_1, SS_2, SS_3, SS_4 , које се понекад погрешно називају самоблокирајући диференцијали.

Следећи задатак је одређивање минималног потребног броја CR и типа механизма. Максимални могући број CR је једнак број затворених контура у току снага, односно, $2n - 1$. Ако се усвоји овај број раздвојних механизма и различитих уређаја добија се сложен систем, који је скуп за производњу и рад. Зато је неопходно утврдити минимални дозвољени број CR , који не утиче на слабљење перформанси возила. У складу са општом теоријом тока снаге, [19], у начелу би на почетку сваке студије требало да буду дефинисани параметри система. Укупан број задатих параметара је једнак збиру параметара брзина и параметара снага и одговара броју слободних токова снага:

$$\lambda = \lambda_v + \lambda_p \quad (4.1)$$

Број задатих параметара брзине једнак је броју степени слободе тока снаге и одређује се формулом:

$$\lambda_v = 2(O_g + O_k) + O_r - k - \varphi \quad (4.2)$$

O_g, O_k, O_r – број генерализованих кинетичких и разделних тачака токова,

k – број уливних токова,

φ – број кинематских једначина које одређују шему тока снаге.

Из једначине (4.2) добија се број параметара снаге:

$$\lambda_p = \lambda - \lambda_v \quad (4.3)$$

Анализа задатих параметара примењених код шеме тока снаге вишеосовинског возила у општем случају кретања, када транслаторно кретање точкава може постати слободно, показало се да за било коју шему трансмисије укупан број задатих параметара $\lambda = 2n + 1$ тј. једнак је броју слободних токова на $2n$ точкава и слободном току од погонског агрегата.

Број задатих параметара брзине при одсуству CR (блокиран довод) или извесних кинематских карактеристика (у случају примене CR) буде $\lambda_v = 1$ с тим да задати параметар може бити брзина кретања возила или број обртаја коленастог вратила мотора.

Затим $\lambda_p = 2n + 1 - 1 = 2$ односно, број дефинисаних параметра снаге једнак је броју погонских точкава.

При прорачуну може се узети само један параметар: или спољашни отпор, или фактор снаге мотора, 2_{n-1} параметара остају непознати и проблем је статички неодређен, 2_{n-1} пута.

Да би се решио проблем на расподеле снаге у општем случају потребни су додатни услови за опште једначине теорије протока снаге. Такви услови у случају постојања спреге могу бити једначина геометријских веза и једначина еластичних веза затворене контуре тока снаге, из којих се може добити 2_{n-1} (по броју контура у шеми) једначина, тј. толико колико је потребно да се реши проблем.

У случају примене CR-а у контурама додатне једначине су једначине које описују закон расподеле снаге у колу, одређују тип механизма CR-а.

На пример, ако се при котрљању точка, CR-а користи симетрични диференцијални механизам, у колу се момент расподљује симетрично. А ако је диференцијални механизам несиметричан, онда обртни момент се дели према преносном односу диференцијалног преносника, или ако је примењена проста искључна спојница, у колу ће бити негативних токова, односно, у једном делу контуре момент ће бити нула. У већини случајева општи облик једначине еластичности затвореног кола без CR-а могу представити коришћењем малих угаоних брзина кретања у облику:

$$\Delta M_{12} = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\gamma_{pr}} \quad (4.4)$$

ΔM_{12} – еластичан момент у контури 12,

$\gamma_{pr} = \gamma_k + \gamma_t + \gamma_M$ – редукована променљивост контуре која узима у обзир карактеристике тангенцијалне еластичност пнеуматика (кретача), деформабилност подлоге у контакту са точком и неравномерности механичких елемената контуре,

$\varphi_1 - \varphi_2$ – једначина геометријског ограничења која представља разлику између углова заокретања крајњих елемената (точкова или погонских мостова) контуре (кинематске неравномерности елемената контуре).

Еластични момент, који значајно утиче на расподелу снаге по точковима, зависи од неравномерности кола и кинематске неравномерности контуре.

4.3. Кинематска анализа рада система за пренос снаге

Геометријске везе у затвореној контури протока снаге утичу на еластични момент. У истраживањима система за пренос снаге пољопривредних возила узимале су се у обзир геометријске везе и исте изражавале преко разлика полупречника котрљања, разлика између углова заокретања точкова или полупречника криволинијског кретања.

Притом се посебно разматра кинематска неравномерност и прорачун се ради само у специјалним случајевима. Деловање свих различитих фактора на кинематску неравномерности, утиче и на расподелу момента по точковима. [1]

Како би се омогућило сумирање утицаја појединих компонената уводи се величина однос разлике пређених путева који су прошли k точкови и m точкови затворене контуре за исти период времена.

$$\varepsilon_{mk} = \left[\frac{(S_m - S_k)}{S_m} \right] 100\% = \pm \left(1 - \frac{S_k}{S_m} \right) 100\% \quad (4.5)$$

Да би се поједноставила анализа кинематске неравномерности узроци који је изазивају могу се поделити у три групе:

- 1) конструктивно експлоатационе последице настале због разлике у састављању појединих склопова возила (разлика полупречника котрљања точкова, неједнаких преносних односа, итд);
- 2) услед криволинијског кретања возила у хоризонталној равни;
- 3) због неравномерности профила пута, макронеравнине пута.

На основу типа затворене контуре могу се идентификовати кинематске неравномерности између точкова и између осовина.

4.4. Конструктивно експлоатациони фактори

Кинематска неравномерности настала услед конструктивно експлоатационих фактора може се одредити по формули:

$$\varepsilon_{mk} = 1 - \frac{r_{fkg} i_m}{r_{fmg} i_k} 100\% \quad (4.6)$$

r_{fkg}, r_{fmg} — полупречници котрљања k -тог и m -тог точка у режиму гоњења, експериментално одређени, ($P_k = 0$);

i_k, i_m — преносни односи погонских точкова.

Експерименти су показали да полупречник котрљања гоњеног точка зависи од називне величине пнеуматика, притиска у пнеуматичима и вертикалног оптерећења точкова.

Једначина за одређивање полупречника котрљања гоњеног точка у зависности од вертикалног оптерећења G_T , [1] је:

$$r_f = \frac{3r_0[r_0 - (G_T/S)]}{3r_0 - 2(G_T/S)} \quad (4.7)$$

r_0 — слободан полупречник точка

Формула подразумева и обрнуту пропорционалност r_f од G_T која је такође експериментално потврђена, [1]. Експерименти су такође показали да слободни полупречник точка при истом притиску ваздуха у пнеуматичима није једнак.

Њихова разлика је приближно иста у гоњеном режиму, у случају једнаког вертикалног оптерећења точка, иако је апсолутна вредност полупречника котрљања због вертикалног оптерећења мања.

Разлика промене полупречника котрљања r_f налази се у оквиру толеранције израде пнеуматика и у зависности од величине пнеуматика износи 8-5 [mm]. Максимална вредност кинематске неравномерности може да достигне вредност 1,5–2 [%]. Код неких конструкција возила предвиђају се различити притисци ваздуха у пнеуматцима предњих и задњих точкова. Вертикални притисци у пнеуматцима различитих возила креће се у распону 40-150 [kPa]. Ово доводи до разлика између слободних полупречника точка 4-10 [mm] што изазива кинематску неравномерност од 1.0-1,5 [%].

Савремена вишесовинска возила високом проходношћу по правилу имају централни систем регулације притиска ваздуха у пнеуматцима, тако да се разлика између полупречника котрљања услед пада притиска и не јавља. Расподела тежине по осовинама зависи од положаја центра масе у односу на осовине возила. Вертикално оптерећење суседних осовина значајно се разликује међу собом, док код балансираних ослањања скоро су једнака, па кинематска неравномерност скоро и да не постоји.

Разлика оптерећења осовина може широко варирати унутар статичких, генерализованих положаја центра масе тако и код динамичких који настају услед подужних и угаоних осцилација возила и деловања побудних сила. Између осовина ће се појавити кинематска неравномерност као резултат деловања различитих вертикалних оптерећења. Највећа неравномерност вертикалних оптерећења карактеристична за возила без терета.

Максимална разлика између оптерећења на точковима различитих осовина у овом случају износи 20 [kN] или више, што доводи до разлике међу полупречницима котрљања до 10 [mm] и кинематске неравномерности од 1-1,5 [%].

Динамичка вертикална оптерећења појединих осовина могу превазићи статичко оптерећење и 1.5 пута. Ово доводи до пораста међуосовинске кинематске неравномерности која достиже 4-5%. Прерасподела оптерећења између точкова једног моста јавља у доњем опсегу, па потом је знатно мања између осовина.

Треба напоменути да разлика између вертикалног оптерећења на суседним осовинама произилази из промене ослоњене масе у зависности од растојања између осовина и односа крутости и амплитуде осциловања која је главна компонента побудне функције осциловања момента у систему преноса снаге возила. Ова разлика се испољава кроз кинематску неравномерност и због тога се блокира довод обртног момента и постоји обрнута пропорционалност.

4.5. Криволинијско кретање

Кинематска неравномерност при криволинијском кретању подвргава се основној зависности:

$$\varepsilon_{mk} = \left(\frac{R_k}{R_m} - 1 \right) 100\% \quad (4.8)$$

R_k, R_m - полупречници трајекторија кретања одговарајући елемената (точкова, осовина) посматране контуре.

Експериментални подаци су показали да се за одређивање кинематске неравномерности при криволинијском кретању без велике грешке могу користити теоријски полупречник заокретања, односно да се не узимају у обзир деловања бочних и подужних сила.

Задатак се знатно поједностављује, и грешке у оквиру експлоатационих брзина не прелазе 2-3%, што је за ову студију сасвим прихватљиво. Према томе, за сваку одређену шему возила на основу зависности (4.8) могу се добити једначине за одређивање кинематске неравномерности. Кинематска неравномерност између точкова на истој страни четвороосовинског возила са формулом погона 2x2 и са предњим управљачким точковима 12-00 се одређује по формули:

а) за спољашњу страну возила у односу на центар ротације

$$\varepsilon_{21} = \left[\frac{\cos\left(\operatorname{arctgl} \frac{2-3i}{A}\right)}{\cos\left(\operatorname{arctgl} \frac{2-i}{A}\right)} - 1 \right] 100\% \quad (4.9)$$

$$\varepsilon_{31} = \left[\frac{\cos\left(\operatorname{arctgl} \frac{i}{A}\right)}{\cos\left(\operatorname{arctgl} \frac{2-i}{A}\right)} - 1 \right] 100\%$$

$$\varepsilon_{32} = \left[\frac{\cos\left(\operatorname{arctgl} \frac{i}{A}\right)}{\cos\left(\operatorname{arctgl} \frac{2-3i}{A}\right)} - 1 \right] 100\%$$

б) за унутрашњу страну возила:

$$\varepsilon_{31} = \left[\frac{\cos\left(\operatorname{arctgl} \frac{i}{B}\right)}{\cos\left(\operatorname{arctgl} \frac{2-i}{B}\right)} - 1 \right] 100\% \quad (4.10)$$

$$\varepsilon_{32} = \left[\frac{\cos\left(\operatorname{arctgl} \frac{i}{B}\right)}{\cos\left(\operatorname{arctgl} \frac{2-3i}{B}\right)} - 1 \right] 100\%$$

A, B – величине које зависе од полупречника центра заокретања возила,

$$A = R + 2s, \quad B = R - 2s$$

Сличан облик имају и једначине за друге шеме возила. Према изразима (4.9) и (4.10) може се утврдити да кинематска неравномерност зависи од геометријских димензија возила, углова заокретања управљачких точкова, броја и положаја погонских осовина и од осовинског растојања и одговарајућег коефицијента i . Зависност величине кинематске неравномерности од распореда осовина, броја и положаја управљачких осовина одређује ефекат општег конструктивног решења на рад система за пренос снаге и указује на њихов међусобни однос. [1]

На слици 36 приказана је графичка зависност кинематске неравномерности између осовина (крива II) и између точкова (крива I) од полупречника заокретања за два четвороосовинска возила која имају различите шеме управљања и различите положаје осовина. Са дијаграма се види да кинематска неравномерност расте смањењем R .

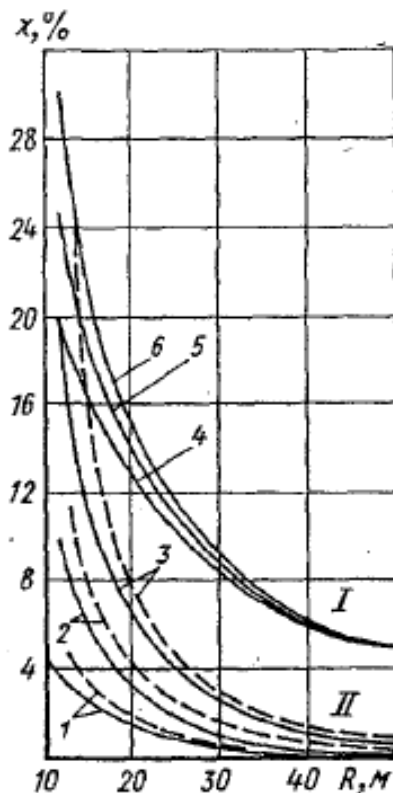
Међуосовинска кинематска неравномерност возила код прве и четврте управљачке осовине је значајно нижа него код возила са првом и другом управљачком осовином. Величина међуосовинске неравномерности при кретању возила са минималним полупречником може достићи 30% и више. Кинематска неравномерност између точкова има значајан утицај при већим полупречницима заокретања, Кинематска неравномерност расте са смањењем R и достиже 23-26% при заокретању минималним полупречником.

Кинематска неравномерност између точкова код управљачких осовина при задатом R су нешто мање него код неуправљачких осовина и зависи од угла заокретања управљачких осовина и смањује се увећањем последњег. Кинематска неравномерност мало зависи од шеме распореда осовина.

Од посебног значаја за степен кинематске неравномерности је шема распореда осовина, што се може видети у табели 21 за возила са радијусом заокретања 13 [m].

Табела 21 – Кинематска неравномерност

Формула осовина	2-2	1-2-1
Формула управљача	12-00	1-00-4
ϵ_{21}	7.8/11.7	3.3/4.6
ϵ_{31}	15.3/23.9	3.3/4.6
ϵ_{32}	7.0/11.1	0/0



Слика 36 - Зависност кинематске неравномерности од полупречника заокретања четвороосовинског возила

Треба истаћи велику разлику вредности кинематских неравномерности возила формуле осовина 2-2 и мале величине неравномерности возила са формулом осовина 1-2-1.

Возила са формулом 1-2-1 показују добро понашање на тврдим подлогама када нису примењени диференцијални преносници и други СР. Код предњих и задњих управљачких точкова промена коефицијента i , мало утиче на кинематску неравномерност и она није већа од 1.5%. Минимална кинематска неравномерност при криволинијском кретању може се постићи применом шеме са предњим и задњим управљачким точковима.

У шеми само са предњим управљачким точковима највеће неслагање јавља се између точкова прве и треће, и четврте осовине са унутрашње стране. Како се повећава коефицијент i коефицијент кинематске неравномерности се смањује до 3%. Неравномерност код управљаних возила опада увећањем коефицијента u и расте до 2%.

На основу опште зависности (4.8) може се лако приказати да кинематска неравномерност при заокретању возила са приколицом није у директној зависности од полупречника заокретања и угла скретања у хоризонталној равни. Кинематска

неравномерност одређује растојања L_1 и L_2 од центра симетрије карика 1 и 2 до осе сабирања.

Аналитички, ова зависност се добија из геометријског решења проблема из израза (4.8), те се може писати:

$$\varepsilon_{12} = \sqrt{L_1^2 - L_2^2 + 1} - 1 \quad (4.11)$$

Кинематска неравномерност зглобних возила зависи од разлике дужина без зглобова. За возило с приколицом, чије су везе геометријски једнаке растојању $L_1 = L_2$, кинематска неравномерност је $\varepsilon_{12} = 0$. Са повећањем растојања L кинематска неравномерност драматично се повећава и може достићи 100%. У овом случају, примена CR-а је неопходна.

4.6. Неравнине пута

Кинематска неравномерност која потиче од неравнина пута састоји се из две кинематске неравномерности: оне која потиче услед постојања разлике између вертикалних оптерећења точкова и оне која потиче од разлике у кинематским карактеристикама система ослањања точкова. [1]

Приликом вожње по путу са ниским неравнинама кинематске неравномерности се могу избећи. У овом случају, неравномерност произилази због постојања различитих вертикалних оптерећења точкова која одређују осцилације ослоњене масе. Приликом вожње по макронеравнинама истовремено делују оба фактора.

Резултати истраживања и добијени закључци су веома корисни при формирању шеме возила и оптерећења на кинематску неравномерност. Кинематска неравномерност условљена разликом карактеристика ослањања точкова може се анализирати преко једначине (4.5), ако једначина је описује њен профил.

Да би поједноставио проблем точак се посматра као крут. Кинематска неравномерност између осовина зависи од типа неравнина и одређује се по следећој једначини на основу решења геометријског проблема кретања точкова и претпоставке:

а) при кретању на нагибу (падини брда, насип, итд):

$$\varepsilon_{mk} = \left\{ \frac{\cos [\alpha - \arcsin (\sin \alpha - (S_m/l) \sin \alpha)]}{\sqrt{1 - (\sin \alpha - S_m/l \sin \alpha)^2}} - 1 \right\} 100\% \quad (4.12)$$

α – угао нагиба пута,

S_m – пређени пут након наилаaska на баријеру.

б) при силаску низ падину у првој етапи када је $S_m \leq r \sin \alpha$

$$\varepsilon_{mk} = \left\{ \frac{\cos \alpha - \arcsin \left(\sin \alpha + r \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sin \alpha / l - \sin \left(S_m / l \right) \right)}{1 - \left(\sin \alpha + r \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sin \alpha / l - \sin \alpha S_m / l \right)^2} - 1 \right\} 100\% \quad (4.13)$$

r – полупречник котрљања точка,

α – угао подужног нагиба пута.

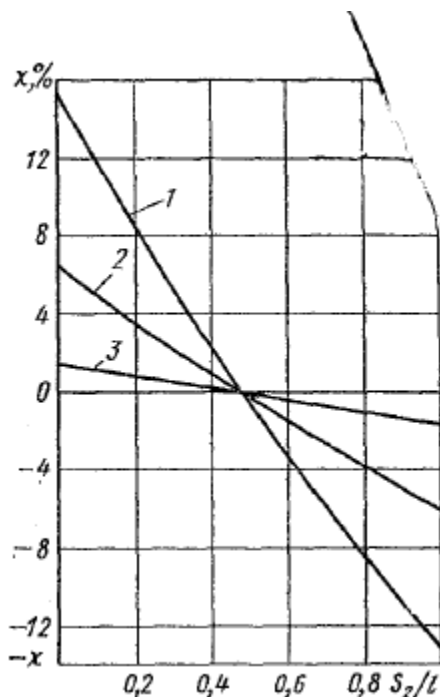
Кинематска неравномерност зависи од угла нагиба пута, положаја точкова и растојања између оса, [1].

На слици 37 приказана је величина међуосовинске кинематске неравномерности при блокираном погону двоосовинског возила и од положаја точкова за неколико углова нагиба. Као што се види из графика, кинематска неравномерност мења се и креће се од максималне позитивне вредности у $S_2 = 0$ до максималне негативне вредности на $S_2 = 1$ пролази кроз нулу при $S_2 = 0.5 l$.

Максимална вредност ε_{21} је на $S_2 = 0$. У овом случају израз (4.11) има облик:

$$\varepsilon_{21max} = (1 / \cos \alpha - 1) 100\% \quad (4.14)$$

За задати угао нагиба по формули (4.14) може се одредити максимална вредност кинематске неравномерности. Тако при нагибу пута $\alpha = 30^\circ$ кинематска неравномерност је $\varepsilon_{21} = 15,5\%$.



Слика 37 - Зависност кинематске неравномерности од нагиба пута

На величину кинематске неравномерности утиче квалитет пута на почетку нагиба. Ако угао нагиба пута постепено расте од 0 до неке максималне вредности α_{max} максималне вредности кинематске неравномерности могу бити драстично смањене.

Прорачуни показују да кинематска неравномерност која настаје приликом кретања возила по путу чији подужни профил синусног облика не прелази 2%. У случају да точкови са исте стране возила не наилазе на исте неравнине кинематска неравномерност може се одредити на основу једначине (4.14). У тим случајевима међуосовинска кинематска неравномерност има вредности 1 - 2%.

При оцени утицаја пута на кинематску неравномерност мора се узети у обзир следеће:

- ✚ кинематска неравномерност је привремена и краткотрајна појава и зависно од брзине кретања не прелази 0.2 – 0.8 [s],
- ✚ промена кинематске неравномерности код вишеосовинских возила зависи од хода система ослањања и зависи од промене оптерећења точкова.

Уопштено посматрано максималне могуће вредности кинематске неравномерности вишеосовинског возила могу достићи следеће вредности:

У првој фази анализе кинематске неравномерности фигурише доста података. На основу оваквих анализа може се утврдити облик контуре. Токови снага који имају највеће вредности кинематске неравномерности треба да имају CR.

Исто на пример, постоји кинематска неравномерност између управљачке и неуправљачке осовине, те се морају уградити механизми за раздвајање ових осовина. Веома важан параметар је и промена оптерећења точкова која изазива велике вредности кинематске неравномерности.

4.7. Анализа идеалног тока снаге

Метод истраживања тока преноса снаге у систему преноса снаге вишеосовинских возила развијен је од стране А. С. Антонова, [1]. Они су предложили опште једначине за одређивање вучне силе на точковима при праволинијском и криволинијском кретању, с обзиром на услове циркулације снаге на точковима са слободним полупречником котрљања.

Ради добијања експерименталних и прорачунских података мери се обртни момент (а не вучна сила) и одговарајући коефицијенти, рачуна кинематска неравномерност која делује у затвореном колу система за пренос снаге у возилу и примењује се метода анализе идеалног протока снаге на бази идеалне расподеле обртног момента.

Проучавање расподеле снаге на точкове у различитим шемама снаге протока као главни параметар узима се момент доведен на погонске точкове али при малим убрзањима. Ово омогућује да се не узимају у обзир моменти инерције при избору шема расподеле снаге. Утврђено је да обртни моменти мало варирају око средње вредности, што омогућује одређивање услова пријањања, стабилност и управљивост возила. При томе, шема трансмисије показала је да има мали утицај. [1]

4.8. Формирање шеме тока трансмисије n-осовинког возила

Обртни момент се од мотора доводи точковима, под условима који су одређени спољашњим утицајима кретања, тј. спољашњим отпорима кретања. При инжењерским прорачунима трансмисије вишеосовинског возила погонски момент у случају праволинијског кретања по равном путу се одређује према:

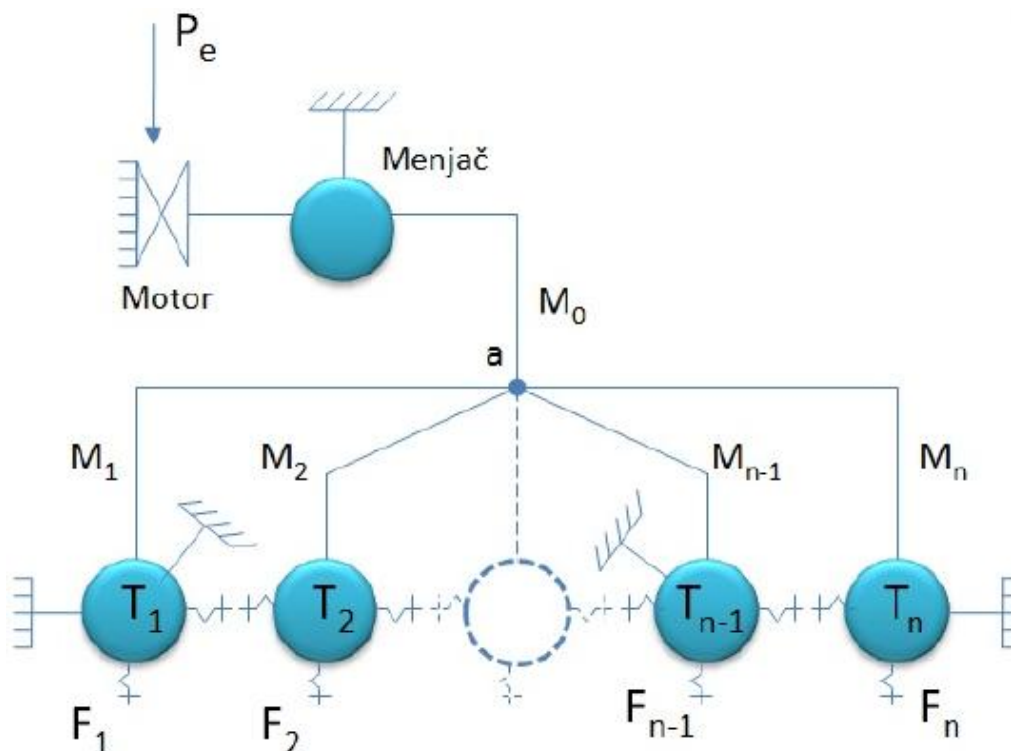
$$M_p = G f_0 r \quad (4.15)$$

G — тежина возила,

f_0 — коефицијент отпора котрљања,

r — рачунски полупречник точка.

Обртни момент може бити увећан 2 - 4 пута при праволинијском кретању, зависно од карактеристика система трансмисије. Већи пораст обртног момента је у случају искљученог разделника погона, док је мањи када постоји диференцијал. Овоме треба додати и обртни момент потребан да се савлада отпор ваздуха, уколико се возило креће великом брзином. Претпоставља се да су губици у преносу занемарени.



Слика 38 - Шема диференцијалног преноса снаге четвороосовинског возила са једним погонским агрегатом и погонским мостовима

Од режима кретања под спољним отпорима, услова рада механизма, као уређаја за пренос снаге (мењача, разделника погона), зависи какав ће облик протока снаге

бити. Оваква карактеристика теорије тока снаге значајно упрошћава истраживање а једноставно описује физички феномен.

Шема анализираног тока снаге дата је на слици 38. Тачка a је чвор грађања у коју се доводи погонски момент M_0 , који долази од погонског агрегата преко трансмисије. Потребан момент на точковима је $M_1, \dots, M_n$, чији смер није познат. Точкови и рамови мостова повезани су у један систем.

Брзине трансляторног кретања центара свих точкова су једнаке, као и њихове угаоне брзине. У том случају кинематска неравномерност у сваком колу би требало да буде компензована делимичним или чистим клизањем. [1]

Неопходно је на затворне контуре довести момент, али су разлике момента у затвореној контури:

$$\begin{aligned}\Delta M_{21} &= M_2 - M_1, \\ \Delta M_{31} &= M_3 - M_1, \\ &\dots \\ \Delta M_{(n-1)1} &= M_{n-1} - M_1, \\ \Delta M_{n1} &= M_n - M_1.\end{aligned}\tag{4.16}$$

Добија се $n - 1$ једначина. У принципу, једначина се може формирати за било коју комбинацију контура.

На основу другог принципа теорије тока снаге за чворну тачку, према слици 38, може се писати:

$$M_0 = M_1 + M_2 + \dots + M_{n-1} + M_n\tag{4.17}$$

Коришћењем система једначина (4.15) и једначине (4.16), добијају се изрази за моменте доведене на точкове, [1]:

$$\begin{aligned}M_1 &= \frac{M_0}{n} - \sum_{i=2}^n (\Delta M_{i1}/n), \\ M_2 &= \Delta M_{21} + M_1, \\ &\dots \\ M_{n-1} &= \Delta M_{n-1,1} + M_1, \\ M_n &= \Delta M_{n,1} + M_1.\end{aligned}\tag{4.18}$$

Како би се решио овај систем једначина, уводи се еластични момент контуре. Еластични момент зависи од геометријских веза контура.

Геометријска веза омогућује одређивање укупне кинематске неравномерности $\Sigma \varepsilon_{mk}$ која узима у обзир еластичност пнеуматика и подлоге, и промену полупречника котрљања точка по јединици обртног момента ($1kNm$). Истраживања су показала да промене погонског момента зависе од прелазних режима, док не наступи стабилан режим својствен еластичности пнеуматика [1].

Највеће промене у расподели момената су при поласку возила из места. Према Чудакову, :

$$r_f = r_{fg} - \gamma_{pr} M_f \quad (4.19)$$

γ_{pr} – тангенцијална еластичност пнеуматика,

r_{fg} – полупречник котрљања у гоњеном режиму,

M_f – момент отпора котрљању.

Полупречник котрљања се може одредити на основу експерименталних података добијених за полупречник котрљања у гоњеном режиму.

За точак, односно контуру која је круто везана за рам возила из једнакости угаоних брзина се добија:

$$r_{f1} = r_{f2},$$

$$r_{f1g} - \gamma_{pr1} M_1 = r_{f2g} - \gamma_{pr2} M_2 \quad (4.20)$$

У случају да је $\gamma_{pr1} \neq \gamma_{pr2}$, тангенцијалне еластичности пнеуматика и подлоге под точковима су различите.

Ако се уводе коефицијенти $k = \gamma_{pr1} / \gamma_{pr2}$, претходна једначина добија облик:

$$kM_2 - M_1 = (r_{f2g} - r_{f1g}) / \gamma_{pr1} = \Delta r_{fg} / \gamma_{pr1} \quad (4.21)$$

Момент пренет на контуру 1 је према слици 38:

$$M_2 + M_1 = M_{012} \quad (4.22)$$

M_{012} - момент доведен на контуру 1. Решавањем једначине (4.15), (4.21) и (4.22), добија се:

$$\Delta M_{21} = \frac{2\Delta r_{fg}}{(k+1)\gamma_{pr}} - M_{o21} \frac{k-1}{k+1} \quad (4.23)$$

Заменом разлике између полупречника котрљања Δr_{fg} , у гоњеном режиму у (4.23) и када $i_m = i_k$ добија се коначан израз за еластични моменат у контури $2l$:

$$\Delta M_{21} = \frac{\varepsilon_{21} r_{2g}}{50\gamma_{pr1}(k+1)} - M_{o21} \frac{k-1}{k+1} \quad (4.24)$$

Када су еластичности пнеуматика и подлоге једнаке, односно када је $k = 1$, једначина промене момента добија облик:

$$\Delta M_{21} = \frac{\varepsilon_{21} r_{2g}}{(100\gamma_{pr})} \quad (4.25)$$

У општем случају, еластични момент затворене контуре ΔM_{mk} је:

$$\Delta M_{mk} = \frac{\varepsilon_{mk} r_{mg}}{50\gamma_{pr}(k+1)} - M_{omk} \frac{k-1}{k+1}$$

$$\Delta M_{mk} = \frac{\varepsilon_{mk} r_{mg}}{(100\gamma_{pr})} \quad (4.26)$$

$\varepsilon_{mk} = \left(1 - \frac{r_{kf} i_m}{r_{mf} i_k}\right) 100\%$ - кинематска неравномерност између k -тог и m -тог точка,

M_{omk} — доведени погонски момент на контуру mk и

i_m, i_k — преносни односи k -тог и m -тог точка.

Момент еластичности затворене контуре у области еластичне деоформације, зависи од кинематске неравномерности, редуковане тангенцијалне еластичности пнеуматика и тла и доведеног погонског момента.

Еластични момент у контури може настати и када не постоји кинематска неравномерност, при различитим тангенцијалним еластичностима и у том случају зависи од одведеног момента. [1]

То значи да разлика момента у затвореној контури зависи од два фактора: *кинематске неравномерности* и *различите тангенцијалне еластичности точкова и подлоге*. Еластичност подлоге под предњим точковима се знатно разликује од карактеристика долазећих точкова, када прелазе исту путању. Избор оптималне вредности момента, који се преноси различитим пнеуматичима, узимајући у обзир различите карактеристике подлоге, може омогућити повећану проходност возила.

Ове зависности се могу применити и на контуре са диференцијалним преносником између точкова. Да би се то урадило, неопходно је увести величину која се односи на погонски мост привидни полупречник точка у гоњеном режиму осовине са диференцијалним преносником:

$$r_{mg} = \frac{2r_{flg} r_{fdg}}{r_{flg} + r_{fdg}} \quad (4.27)$$

r_{flg} — полупречник котрљања левог точка у гоњеном режиму,

r_{fdg} — полупречник котрљања десног точка у гоњеном режиму и

$\gamma_{pr,m} = \frac{\gamma_{pr}}{2}$ — сведена тангенцијална еластичност моста.

Кинематска неравномерност треба да се одреди и за међуосовинске контуре.

Анализирају се карактеристике циркулације снаге и момента у једној затвореној контури двоосовинског, пољопривредног возила, на основу познатих једначина. На основу једначина (4.17) и (4.23), момент на точковима је:

$$M_1 = \frac{100M_0\gamma_{pr} - \varepsilon_{21}r_{2g}}{2 * 100\gamma_{pr}}$$

$$M_2 = \frac{100M_0\gamma_{pr} + \varepsilon_{21}r_{2g}}{2*100\gamma_{pr}} \quad (4.28)$$

Циркулација снаге може да изостане, ако су моменти M_1 и M_2 позитивни и при томе $-1 < \frac{\varepsilon_{21}r_{2g}}{100\gamma_{pr} M_0} < 1$, односно, услов да контура нема циркулацију снаге је:

$$\varepsilon_{21}r_{2g}/(100\gamma_{pr} M_0) < 1 \quad (4.29)$$

Циркулација снаге зависи од укупне кинематске неравномерности погонских контура, сведене тангенцијалне еластичности точка и подлоге и отпора кретању возила, из израза (4.29). Зависно од услова кретања одређују се услови рада без циркулације снаге. Циркулација снаге може се јавити и при једнаким слободним полупречницима точка. Постојање разлика између слободних полупречника точка није услов циркулације снаге. [1]

Из израза (4.29) може да се утврди шта омогућава да се промени у шеми трансмисије блокираног довода снаге: кинематска неравнмерност, редукована еластичност обртног момента и спољашњи отпори.

Укупна неравномерност је одређена: при различитим притисцима у пнеуматикама, са слободним полупречником точка при криволинијском кретању и деловању спољашњих отпора кретању. Разлика између момента на осовинама при постојању клизања λ_{pr} зависи од укупне кинематске неравномерности и не зависи од доведеног обртног момента. Циркулација снаге зависи од доведеног обртног момента M_o и коефицијента кинематске неравномерности ε . Порастом кинематске неравномерности ε повећава се разлика између обртних момената точкова и она утиче на циркулацију снаге и појаву негативног момента. Негативни момент је већи уколико је већа ε .

Изрази (4.28) имају исту структуру и постоји додатна величина k који описује односе између еластичности.

У случају да нема кинематске неравномерности $\varepsilon_{21} = 0$, $M_1 = \frac{M_o}{(k+1)}$, $M_2 = \frac{M_o(2-k)}{(k+1)}$, однос момената на точковима је $M_1/M_2 = 1/(2-k)$.

Када се возило креће по деформабилној подлози, када је тангенцијална еластичност предњих точкова већа од задњих ($k < 1$) момент на предњим точковима је мањи него на задњим точковима. Предњи точкови могу бити растеређени а задњи преоптерећени, што се може одразити на смањење проходности. За изједначавање момената по точковима по основној једначини, неопходно је вештачки обезбедити кинематску неравномерност. Код неких трактора намерно формирање кинематске неравномерности може се омогућити повећањем вучне силе и до 30%. [1]

Са друге стране правилним прерасподелом снаге и момента треба обезбедити довољну проходност, нарочито код возила која се крећу по деформабилном тлу. Стога је неопходно познавати тангенцијалну еластичност пнеуматика, која зависи од бројних фактора.

4.9. Проток снаге у трансмисији при кочењу

Постоји теоријски и практични интерес да се размотри идеалан проток енергије у преносу снаге вишеосовинских возила и то у процесу кочења. Овај проблем није значајан за двоосовинска друмска возила, међутим за возила која се крећу по деформабилном тлу и где је утицај шеме расподеле снаге на ефекте кочења су веома значајан мора се детаљно узети у обзир, [1].

Током кочења возила веома је важно довести оптимални кочиони момент точковима.

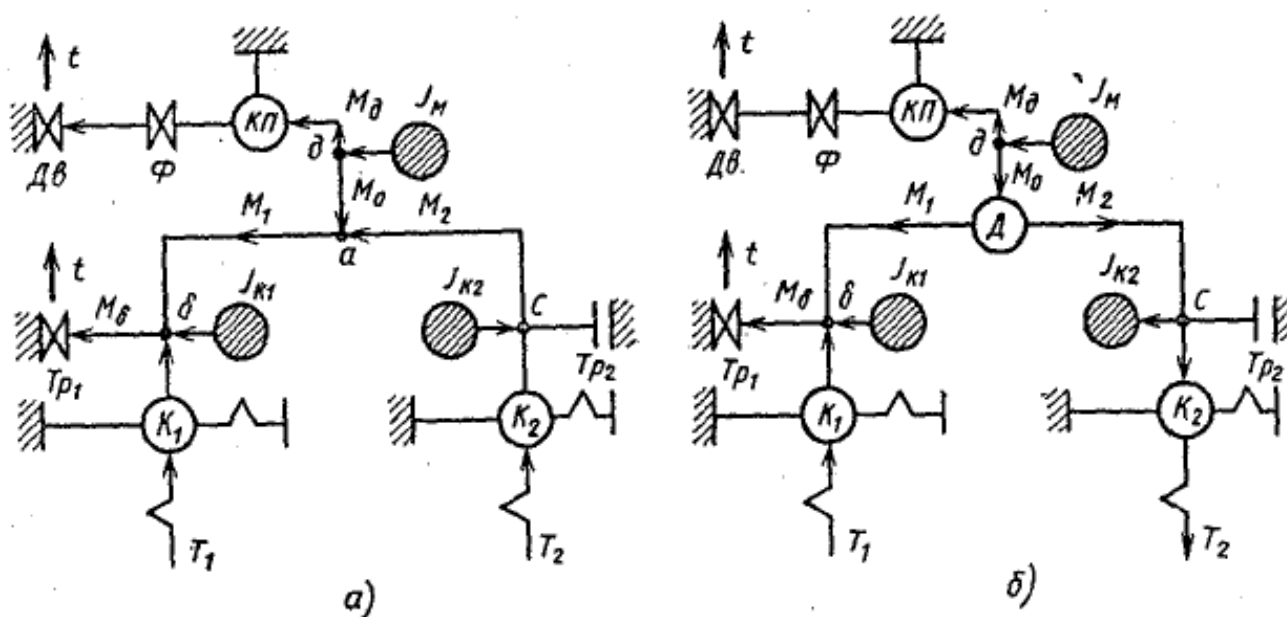
Да би се формирала зависности прерасподеле кочионих момената за токове снаге у систему преноса снаге у затвореној контури уводе се следеће претпоставке: *кочење се обавља у оквиру једног кочионог механизма точка*, што се најбоље огледа у неједнаким кочним моментима на точковима, *мотор се одваја од трансмисије* и не учествује у процесу кочења.

Посматрају се две врсте затворених контура: *блокиране* и *диференцијалне са симетричним диференцијалом*.

Имајући у виду услове и захтеве теорије снаге протока, [1], на слици 39 приказан је дијаграм токова снаге у две контуре. На слици 39 је коришћено следеће обележавање:

- ✚ k_1 и k_2 – чворне тачке контуре точка;
- ✚ T_{p1} и T_{p2} кочиони механизми точка (T_{p1} укључен);
- ✚ J_m и J_k - означава инерцијалне карактеристике чвора тока снаге преко кога се снабдева кинетичком енергијом при кочењу од ротирајућих елемената трансмисије и точкава.

Стрелице показују смер тока снаге у режиму кочења и у шеми преноса снаге. Стрелицама и симболом t означен је одвод топлоте од точкава. Остале ознаке су исте као на слици 38.



Слика 39 - Шема преноса снаге у контури трансмисије при кочењу: а) блокиран довод, б) диференцијални довод

При блокираном доводу укључени кочиони механизам ствара силу кочења на свим точковима контуре тока снаге и апсорбује кинетичку енергију точкава део кинетичке енергије ротационих маса у трансмисији, слика 39а. Код блокираног довода снаге кочиони момент се расподељује између точкава и формира кочионе силе у зони контакта точка и тла K_1 и K_2 , слика 39а.

При диференцијалном доводу снаге слика тока снаге је потпуно другачија у односу на претходну, слика 39б. Кочиони механизам точка T_1 обезбеђује кочење само том точку и апсорбује део кинетичке енергије трансмисије и кочи точак. На точак T_2 и даље делује вучна сила F_2 и јавља се акумулација кинетичке енергије точкава, и како диференцијал расподељује снагу, тако и CR контура дели ток снаге и распоређује је равномерно по точковима. Због тога диференцијални довод при кочењу не изједначава кочионе силе.

Напротив, на точковима се појављују тангенцијалне силе, у супротном смеру и ствара се дестабилизујући момент који нарушава стабилност аутомобила. Диференцијал у овом случају служи као погонски механизам. Засноване на принципима теорије преноса снаге пишу се диференцијалне једначине:

$$\begin{aligned} J_T \dot{\omega}_T + M_b + r_f F_1 + M_1 &= 0; \\ M_1 + M_2 + M_0 &= 0; \\ J_M \dot{\omega}_M + M_0 + M_d, \end{aligned} \quad (4.30)$$

ω_T, ω_M — угаоне брзине точка и чворне тачке (слика 39)

У једначинама фигурише кочиони момент M_k који делује на добош кочнице и инерциони момент трансмисије $J_M \omega_M$. Ако се разматра процес кочења мотором одвојеним од трансмисије онда је $M_d = 0$ и укупни момент инерције контуре једнак збиру обртних момената у контури који делују на погонске точкове $J_M \dot{\omega}_M = \sum_1^n M_{oi}$,

где је: еластични момент погонских точкова $M_0 = k_a(\omega_T - \omega_M)$, а k_a коефицијент крутости контуре који је у прорачунима једнак угаоној крутости полуосовине возила у области 50-80 [kNm/rad], [1].

Еластични момент због постојања кинематске неравномерности у контури са задатим прелазним режимом се не узима у обзир. При претпоставкама на основу једначина (4.30) за блокирану контуру може се написати:

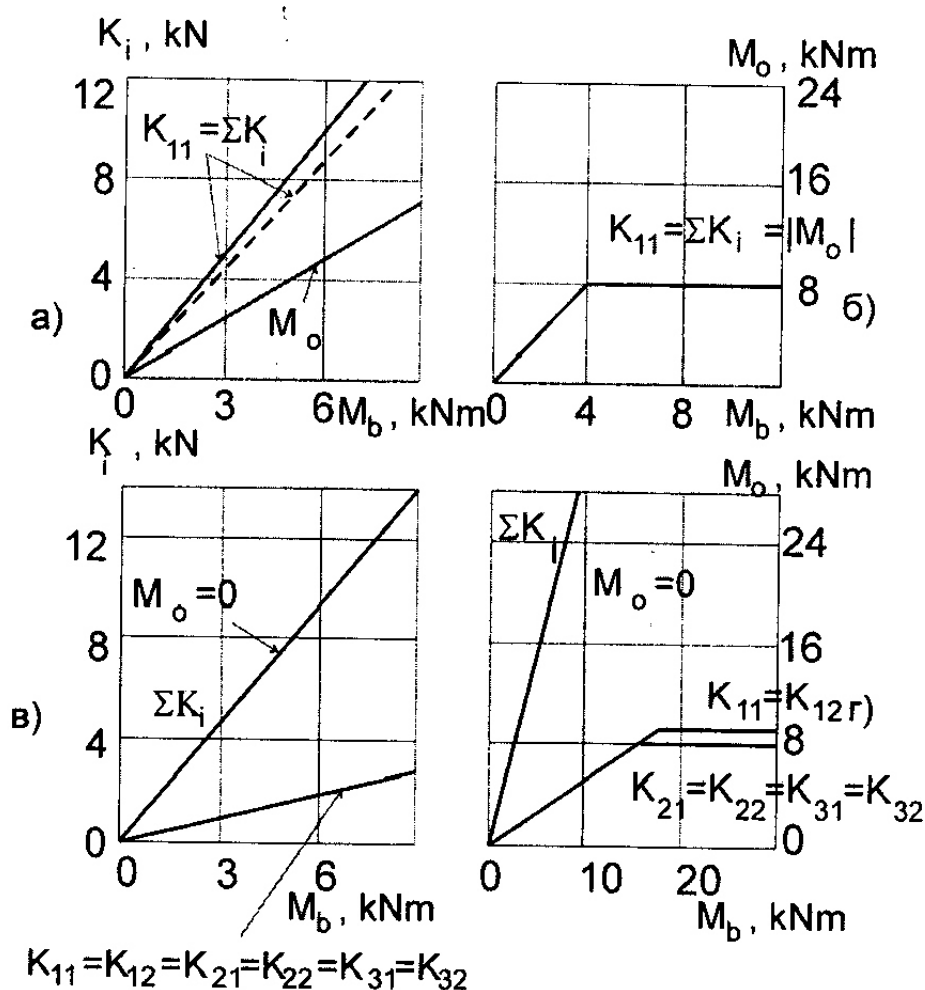
$$J_T \dot{\omega}_T = M_k - r_f F_1 - M_0 \quad (4.31)$$

за диференцијалну контуру са симетричним диференцијалом је:

$$\begin{aligned} J_T \dot{\omega}_T &= M_k - r_f F_1 - 0.5 M_0 \\ M_0 &= K_a [0.5(\omega_{T1} + \omega_{T2}) - \omega_M] \end{aligned} \quad (4.32)$$

Код диференцијалне трансмисије (Слика 39б) доводи се кочиони момент M_k точку који је у контакту са тлом и на друге точкове се не преноси, при чему се кочени точак може довести до блокирања. Обртни момент M_{obr} који делује на возило и који представља суму момената тангенцијалних сила односно пројекцију центра масе возила на подлогу једнаку производу тангенцијалне реакције коченог момента на половину возила. [1]

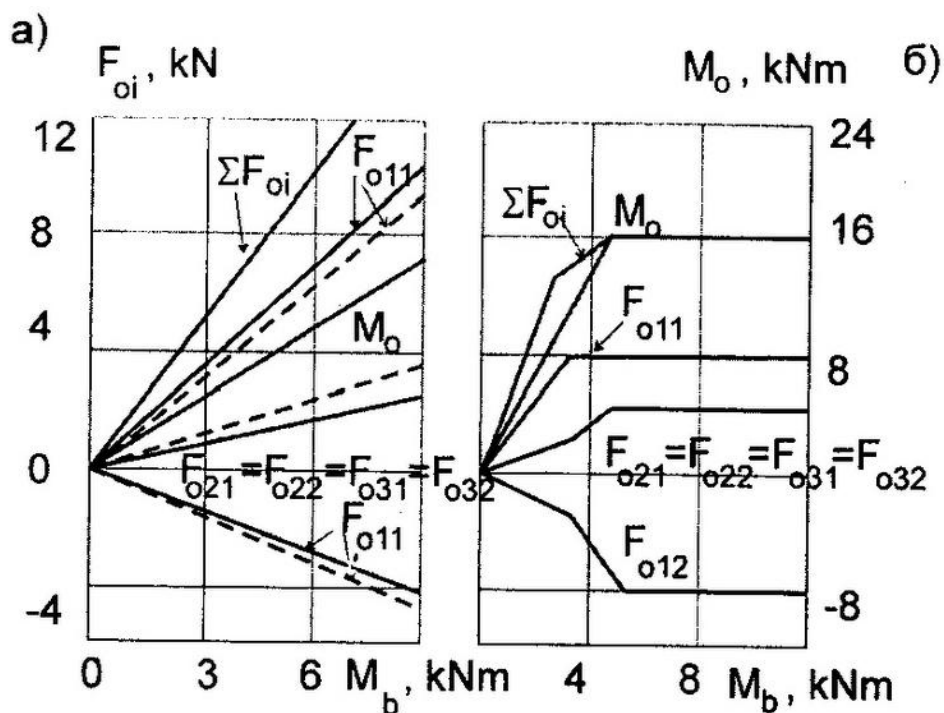
При делимично блокираној трансмисији (Слика 40) кочени момент се равномерно преноси на точкове, а обртни момент је једнак 0. Сви точкови возила једновремено блокирају што се одражава на смањење приањања код точкова са мањим нормалним реакцијама.



Слика 40 - Расподела кочионих сила код диференцијалног блокирања трансмисије, а) и б) кретање по сувом (0,7) и влажном путу (0,2) код диференцијалне трансмисије, в) и г) при блокираној трансмисији

Делимично блокирана трансмисија је трансмисија код које је довод снаге на мостове блокиран, а довод на точкове диференцијалан.

У овом случају (Слика 41) у контакту коченог точка са подлогом реализује се 65 - 67% момента M_k а на точковима других мостова 16 - 17%. На другом точку истог моста вучна сила износи 29 - 33% кочног момента у односу на полупречник точка. При томе алгебарска сума тангенцијалних сила на точковима свих мостова формира $M_k / (3r_f)$, а обртни момент $M_0 = \frac{M_k 2s}{(2r_f)}$, ($2s$ - траг точкова или осовинско растојање). При расподели тангенцијалних сила у зони контакта точка и тла остаје нерасподељени део момента који се расподељује на основу услова пријањања.



Слика 41 - Расподела сила при делимично блокираној трансмисији - а) сув пут, б) влажан пут (0.2)

Даљим повећањем момента M_k повећава се сила на другом точку истог моста и обртни момент, а тангентијална реакција на коченом точку остаје неизмењена. При достизању границе пријањања на погонским точковима на основу карактеристика диференцијала кочени точкови блокирају а погонски крећу се угаоним брзинама 2 пута већим у односу на точкове других мостова. Обртни момент достиже граничне вредности.

При даљем повећању M_k нема никаквих промена у процесу кочења возила. Код диференцијалног или делимино блокираног система за пренос снаге у процесу кочења не примењује се нарочито код дијагоналне или полудијагонална расподела силе кочења. У том случају могу да делују већи дестабилизујући моменти и да дође до губитка пријањања на једном од точкова. [1]

5. Анализа губитка у трансмисији на основу функције расипања тока снаге

Претходно објашњена методологија се може користити за оцену шеме трансмисије са становишта расподеле снаге на тачкове и за дефинисање неопходног броја CR. За утврђивање типа механизма преноса снаге и CR-а и оцене рада шеме трансмисије неопходна је анализа тока снаге. За то је потребна шема тока снаге са означеним свим токовима и величинама.

Како би се проблем решио неопходно је поставити чворне тачке протока и знати зависности дисипативних функција у чворовима. Функција дисипације може бити дата у табеларно, графички или у аналитичком облику. За анализу губитка снаге свих чворних тачака снаге препоручује се подела губитака на три групе: немеханичке, (индекс N), механичке (индекс M) и генералисане (индекс G). Онда је укупна снага губитака у трансмисији:

$$N_{\tau} = \sum_1^k N_n + \sum_1^m N_m + \sum_1^{2n} N_g \quad (5.1)$$

Немеханички губици односе се погонски агрегат код кога се јављају немеханичке трансформације (електричне, хидродинамичке и др.). Губици ових тачака (функција расипања) обично се представљају графичким путем на основу експерименталних испитивања. [1]

Ове карактеристике су задате и важно је напоменути да је њихова улога у укупним губцима је велика и зависи од режима оптерећења. За утврђивање губитака који зависе од режима рада може се користити емпиријска формула:

$$N_p = \alpha_m v_p^k + \beta N' \quad (5.2)$$

α, β, k, m — експериментални подаци који зависе од типа озупчења и типа подмазивања,

N_p — губици у зупчаницима,

v_p — периферна брзина тачкова,

N' — фактор протока снаге.

Једначина (5.2) показује да губитак у механичким склоповима чворова зависи од броја парова зупчаника рада у празном ходу и у раду при делимичном оптерећењу. Механички губици чворова имају веће вредности и нарочито су важни код вишеосовинских возила.

Прорачуни су показали да услед загревања лети механички губици при кретању по тврдој подлози чине 15 - 20% (код четвороосовинских пољопривредних возила) укупних губитака.

Посебно велики (1,5 - 2 пута) пораст механичких губитака је при експлоатацији на ниским температурама. При избору и развоју шеме преноса снаге вишеосовинских возила треба обратити посебну пажњу на мере за смањење механичких губитака у чворовима.

Важно је истаћи да примена гушћих уља, умногоме смањује губитке у механизмима [1]. Велики утицај на укупне губитке при избору типова механизма за CR су губици у пнеуматикама. У општем случају при кретању пнеуматика по подлози губици енергије произилазе из самих пнеуматика и због деформација подлоге.

Последњи се односе на губитке настале као последица спољних отпора и не укључују губитке у трансмисији а који утичу на избор шеме. Теоријски и експериментално показано је да најмањи отпор котрљања точак има кад на њега не делују подужне и бочне силе а кретање је само под утицајем обртног момента, што је једнако моменту отпора котрљања, тј. слободном режиму.

Повећање снаге која се супротставља котрљању у режиму гоњења, погона, кочења приликом заокретања и појави подужне и бочне силе, изазива додатне деформације пнеуматика и повећана проклизавање елемената протектора газећег слоја по површини пута. При котрљању точкова са апсолутним подужним и бочним клизањем троши се додатна снага на савлађивање отпора котрљању и зависи од коефицијента апсолутног клизања. За поједностављење решења проблема, претпоставља се да је котрљање еластично, без апсолутног клизања, а минимални отпор котрљања се не занемарује у гоњеном режиму. Усвајање гоњеног режима за почетни положај прорачуна не утиче на резултате прорачуна, али се користе експериментални подаци о коефицијенту отпора котрљања и полупречника котрљања у режиму гоњења.

Све три врсте губитака у пнеуматикама представљају се као сума губитака насталих од радијалне, тангенцијалне и деформација услед деловања бочних сила:

$$N_g = N_r + N_t + N_b \quad (5.3)$$

Аналитичко изражавање прве две компоненте губитака преко параметара точка гоњеном режиму, одређује се експериментално:

$$N_r = P_{f0} v_f = G_T f_0 r_{fg} \omega_f$$

$$N_t = M_f \omega_{f1} \left(1 - \frac{r_f}{r_{fg}} \right) = \frac{\omega_f c_f}{r_{fg}} M_k^2 \quad (5.4)$$

G_T - радијално оптерећење точка

Губици настали због радијалне деформације пнеуматика не зависе од шеме трансмисије. Они зависе од карактеристика пнеуматика, брзине кретања возила и промене вертикалног оптерећења точка при кретању. На другу компоненту у (5.4) директан утицај има шема трансмисије и расподела снаге по точковима. Губици снаге зависе од квадрата момента доведеног на точкове.

У циљу смањења губитака користи се диференцијални механизам, а не принудно искључивање спојнице или спојнице слободног хода. Теоријски и експериментално је показан ефекат искључивања точкова односно утицај однос укупног броја точкова и броја гоњених точкова, [1]. Пораст губитака снаге услед отпора котрљања када се искључе одређене групе точкова од трансмисије важи једначина:

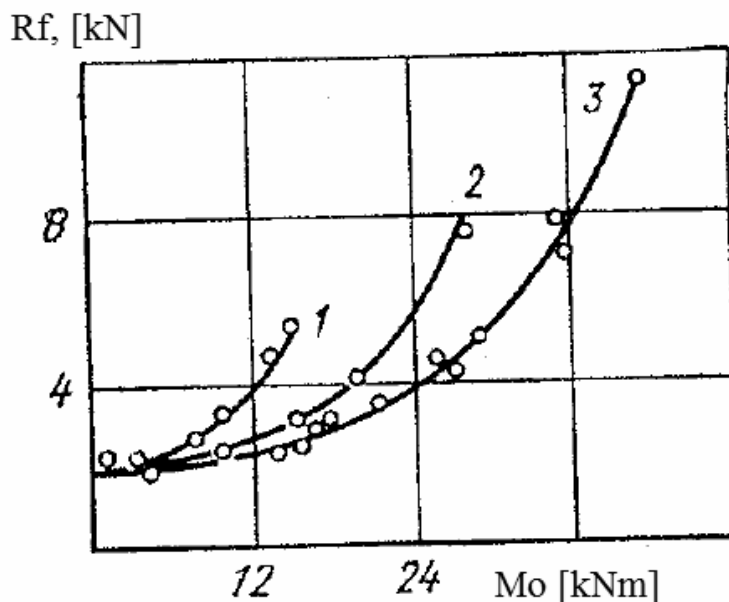
$$\Delta N_a = \omega_a \frac{\lambda M_0^2}{r_{f0}} \frac{2mr_{f0}}{[2(n-m)r_{f0} - \lambda M_0][2nr_{f0} - \lambda M_0]} \quad (5.5)$$

m – број погонских осовина,

λ – редукована тангенцијална еластичност мотора возила

Резултати које даје једначина (5.5), као и експерименталне криве дате у [1], показују да пораст броја погонских осовина смањује укупан отпор котрљања випесосовинског возила у зависности од погонског момента M_0 , слика 42. Ово је потврђено и мерењем потрошње горива код различитог броја погонских точкова троосовинског возила.

Када је укључен погон на предњој осовини која има диференцијални преносник смањује се потрошња горива. Ако је возило без приколице и смањује се потрошња горивом у четвртој и петом степену преноса за 3 - 3,5%, у вожњи са пуним дотоком горива смањење је 7 - 8%, у трећем степену преноса и пуним дотоком горива смањење потрошње је 8 - 12%, [1].



Слика 42 - Укупна сила отпора котрљању возила са 1- једном, 2- две и 3- три погонске оsovине [1]

Примена возила са делимичним погоном вишесосовинских и самоносџих возила је оправдано са аспекта упрошђења конструкције, смањења масе и материјала али не и у циљу смањења потрошње погонске снаге. Губици услед тангенцијалне деформације

при блокираном погону и код постојања кинематске неравномерности могу значајно да порасту.

На основу зависности (5.4) и формула (4.17) и (4.22) могу се одредити губици у пнеуматикама при блокираном погону:

$$\sum N_{t21} = \frac{\omega_k \varepsilon_k}{2r_{kg}} M_0^2 + \frac{\omega_k r_{fg} \varepsilon_{21}^2}{2 \cdot 10^4 c_k} \quad (5.6)$$

при једнаким r_{fg} и ε_k .

Из формуле (5.5) види се да се губици у затвореној контури повећавају на величину другог сабирка и зависе од квадрата кинематске неравномерности. Прорачуни су показали да је вредност губитака услед тангенцијалне деформације пнеуматика у укупном билансу снаге релативно ниска. У односу на возила формуле 8x8 ови губици у најгорем случају кретања не прелазе 4-5% доведене снаге. Ефекат бочних сила при кретању у кривини је већи. Експерименталних подаци добијени кретањем по бетонској подлози брзином 10 [km/h] и полупречником заокретања 16.5 [m] показују да је већи ефекат код диференцијалне шеме развода снаге скоро 2 пута док је код блокираног диференцијалног погона 4-5 пута. Велики пораст снаге објашњава се преко два фактора: спољашњи момент отпора котрљању и додатни унутрашњи губици у пнеуматикама који настају услед утицаја бочних и тангенцијалних сила. [1]

Сила отпора кретању возила настаје као резултат дејства бочних сила на точак:

$$F_{jb} = F \sin \delta = K_\delta (\sin \delta) \delta \approx K_\delta \delta^2 \quad (5.7)$$

K_δ – коефицијент отпора повођењу, δ – угао повођења пнеуматика.

Губици снаге услед бочног клизања - повођења су:

$$N_b = F_{jb} v_k = K_\delta \delta^2 \omega_k r_k \quad (5.8)$$

Функција расипања точка у процесу преноса и трансформације снаге може се написати у следећем општем облику:

$$N_s = G_T f_0 r_f + (\omega_k c_k / r_{kg}) M_k^2 + K_\delta \delta^2 \omega_k r_k \quad (5.9)$$

Утицај шеме погона вишеосовинског возила дефинише број погонских осовина, што се види из опште зависности (4.32). Повећањем броја осовина усложњава се и систем преноса снаге и повећава се број чвороних тачака, и пропорционално томе расту отпори. Резултати истраживања довели су до следећих закључака и препорука.

Постојање симетричних међуосовинских диференцијала није оправдано. Препоручљиво је да се код вишеосовинских возила постављају несиметрични

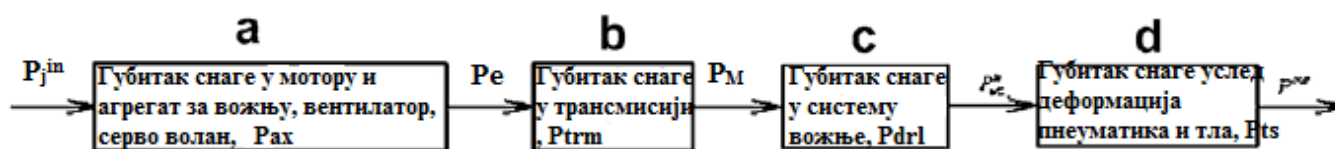
међуосовински диференцијали. Расподела обртног момента треба да буде пропорционална броју погонских мостова и нормалним реакцијама које делују на возило у реалним условима експлоатације.

Препоручује се примена хидростатичких и хидродинамичких система за пренос снаге код вишеосовинских возила. Код возила типа 4 x 4 и 6 x 6 при равномерној прерасподели маса по осовинама приликом вожње у реалним условима експлоатације највише одговара преносни однос 1:1,5 и 1:3. Код возила 8 x 8 и формулом 2-2 преносни однос међудиференцијала треба да буде исти као код возила 4 x 4.

5.3. Методе за оцену губитака снаге и ефикасност возила са погоном на свим точковима

Енергија која се доводи на погонске точкове употребљава се за савлађивање отпора кретању и за вршење корисног рада. Врста рада дефинише примену возила те се могу посматрати: вучна возила, транспортна возила и комбинована транспортно вучна. Код механичког система па тиме и возила ефикасност се мери односом излазне снаге у уложене снаге. Губици снаге одређују се као разлика улазне и излазне снаге.

На слици 43 дат је шематски приказ механичких губитака у преносу снаге од погонског агрегата до извршних органа који обухвата: део снаге ангажује се за савлађивање механичких губитака на самом погонском агрегату и допунским уређајима система за управљање, снагу ангажовану на губитке у трансмисији, снагу која се ангажује за савлађивање механичких губитака у главном преноснику и снагу ангажовану на деформације пнеуматика и подлоге. [1]



Слика 43 – Биланс снаге возила

Према ознакама на слици 43, биланс снаге је:

$$P_j^{in} = P_{ax} + P_{trm} + P_{drl} + P_{ts} + P_{out} \quad (5.10)$$

Код праволинијског кретања точкова пнеуматици и подлога се углавном деформишу у нормалном и тангенцијалном правцу. Ове деформације су одговорне за губитке снаге који су једнаки:

$$P_{ts} = P_{f\Sigma} + P_{\delta\Sigma} \quad (5.11)$$

$P_{f\Sigma}$ - ангажована снага за савлађивање отпора котрљању на свим точковима (због нормалне деформације пнеуматика и подлоге),

$P_{\delta\Sigma}$ – снага ангажована на клизање погонских точкова (настала услед тангенцијалних деформација пнеуматика и подлоге и губицима трансаторне брзине возила у односу на релативно кретање пнеуматика и подлоге када се момент доводи на точак).

Ефикасност погонског моста се мери степеном корисности и потрошњом горива. Ови ефекти су последица појава у деловима c и d слика 43 и компонентама у којима се губи снага према η једначинама (5.10) и (5.11).

Преостала излазна снага се користи за: савлађивање отпора кретању при тракцији возила, превозу терета и савлађивање отпора кретању и савлађивању радне снаге у комбинованом моду. Различити приступи за оцену излазне снаге и други компонената у билансу снаге је анализирано у великом броју радова. Традиционално је постало да се оцена ефикасности ради преко снаге на потезници (вучне снаге).

Најчешће коришћене енергетске ефикасности је ефикасност тракције η_T . Математички израз за η_T је одређен на основу слике 6:

$$\eta_T = \frac{P^{out}}{P_{w\Sigma}^{in}} = \eta_{trm} \eta_M \eta_f \eta_\delta \quad (5.12)$$

У изразу P_e је ефективна снага, P_d вучна снага која се ангажује за савлађивање потребне вуче (нпр. примена код пољопривредних машина). Компоненте η_{trm} и η_M су степени корисности који представљају губитке снаге у трансмисији и погонском мосту. Степен корисности η_f познат као степен корисности отпора котрљању рефлектује губитке снаге при нормалним деформацијама пнеуматика (деформације и пнеуматика и подлоге). Компонента η_δ у једначини (5.12) позната као ефикасност клизања настаје као последица појаве клизања погонских точкова, које настају услед тангенцијалне деформације пнеуматика и релативног кретања пнеуматика у односу на подлогу изазваног деловањем погонског моменета и зову се „брзински“ губици снаге.

Две компоненте ефикасности тракције η_f и η_δ рефлектују губитке снаге дате у једначини (5.10) и слици 43. Сви точкови возила међусобно су повезани елементима погонског моста заједно са шасијом и ослањањем и мењачким преносником. Ефикасност возила у одређеном степену преноса је:

$$\eta_x^t = \frac{P^{out}}{P_{w\Sigma}^{in}} = \frac{P_d}{P_{w\Sigma}} \quad (5.13)$$

$P_{w\Sigma}^{in}$ - снага доведена на точкове

Кофактори у једначинама (5.12) и (5.13) за формулу точкова 4x2 са једном погонском осовином може се одредити једноставно.

Вредности ефикасности трансмисије и погонског система могу се одредити на основу ефикасности мењача, лежајева и зглобних преносника. У класичној теорији

динамика возила, степени корисности η_f и η_δ обично се одређују на основу модела бицикла где се два точка осовине замењују једним еквивалентним, слика 43:

$$\eta_f = \frac{F_d}{F_x} \quad (5.14)$$

F_x - обимна сила, S_δ - коефицијент клизања еквивалентног погонског точка (погонска осовина точка)

Одређивање η_t и η_{xt} за возило са две или више погонских осовина, када је потребно одредити појединачне прорачуне за леве и десне точкове је знатно компликованије. То је зато што губици снаге у систему точкова не зависе само од укупног оптерећења тракције али зависе и од начина расподеле снаге између осовина и точкова. Што је нарочито изражено код погонских система. Погонски мост има директан ефекат од енергетске ефикасности возила са више осовина и ефикасност потрошње горива преко механичког степена корисности η_m и η_δ степена ефикасности клизања. Како би се оценио његов ефекат неопходно је одредити начин на који степени корисности утичу на расподелу снаге међу точковима. Ефекат типа погонског система на губитке снаге услед клизања точкова при тракцији је истраживан у литератури. [12]

Ово је учињено анализом снаге клизања и одређивањем и извођењем формуле за ефикасност клизања које је узето у обзир код израза где се одређује ефикасност тракције у погонском систему и ефикасност тракције целог возила.

Код транспортних и транспортно вучних возила проблем оцене енергетске ефикасности преко једначина (5.12) и (5.13) је немогуће преко корисне носивости и транспортном моду. Један од разлога постојања различитих критеријума и не постојање јединственог система оцене је нарочито изражено код возила које превози терет. Главна препрека у коришћењу предложене методе је да математички израз не садржи експлицитан облик у који дефинише ефекте расподеле снаге између точкова. У вези са тим инжењерска литература садржи и друге критеријуме за оцену енергетске ефикасности возила који су дефинисани величином рада услед трења пнеуматика са подлогом.

Фактор квалитета погонског моста је проистекао из резултата објављених у [1]:

$$K_q = 1 - \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (P_{wopti}^{in''} - P_{wi}^{in''})^2}}{(P_{w\Sigma}^{in})_{opt}} \quad (5.15)$$

$(P_{w\Sigma}^{in})_{opt}$ - укупна оптимална снага која се доводи на све точкове како би се обезбедили минимални губици код свих точкова при отпору котрљању и клизању,

$P_{wopti}^{in''}$ - је оптимална снага која би требала да се доведе на један од точкова као би се омогућили минимални губици процесу котрљања точкова и клизања,

$P_{wi}^{in''}$ - је снага доведена точковима код пољопривредних погонских мостова.

Фактор квалитета са идеалним системом преноса снаге је у случају када је $K_q = 1$, а код возила са актуелним погонским мостом је $K_q < 1$.

Још један критеријум за оцену ефикасности расподеле снаге између точкова возила састоји се од коефицијента, [1]:

$$K_{opt} = \frac{P_{w\Sigma}^{in} - (P_{w\Sigma}^{in})_{opt}}{P_{w\Sigma}^{in}} \quad (5.16)$$

где ознаке имају иста значења као у једначини (5.15), $(P_{w\Sigma}^{in})_{opt}$ је укупна снага доведена свим точковима возила преко посматраног система за пренос снаге.

Механички губици снаге P_{drl} могу се поделити у две групе:

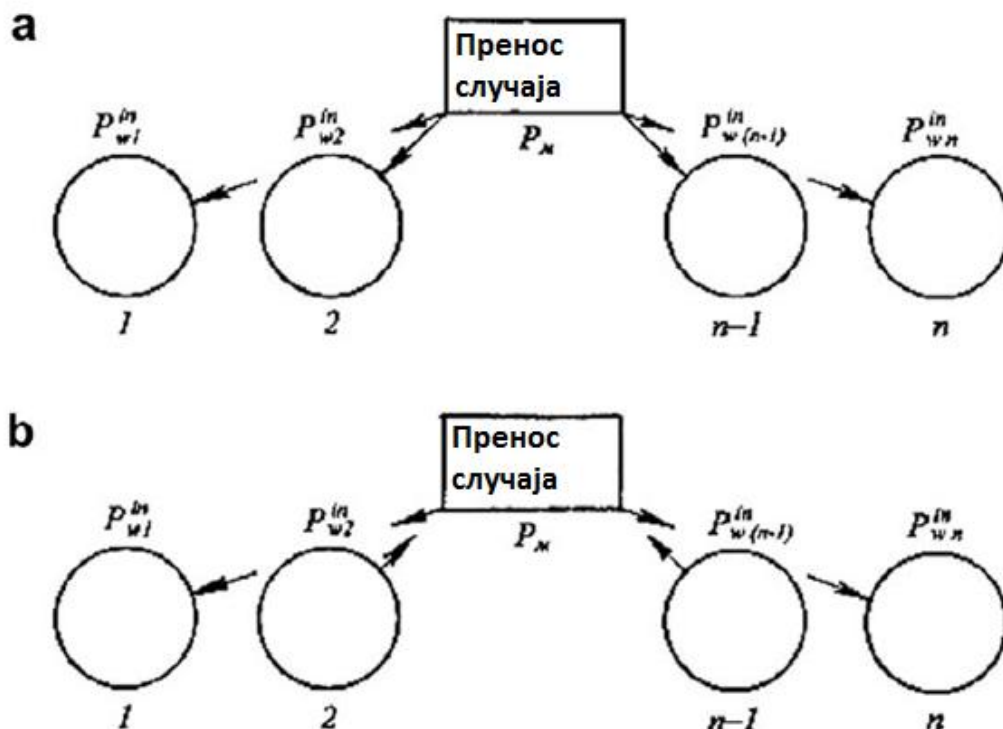
1. губици који не зависе од расподеле снаге међу погонским точковима, тј. од губици који су независни од карактеристика система за пренос снаге. Они обухватају губитке услед лошег заптивања, хидрауличке губитке код мешања, распршивања и стезања уља за подмазивање као и део губитака снаге у лежајевима.
2. губици који зависе од расподеле снаге између погонских точкова, тј. губици зависе од карактеристика система за пренос снаге. Физичка суштина губитака сачињава да друга група губитака се јавља услед промена обртног момента и угаоних брзина погонске јединице које се мењају због губитака у лежајева и зависе од обртног момента пренетог вратилом. Као по правилу, истраживачи, произвођачи и снабдевачи возилима настоје примарно да смање губитке прве групе. Може се чак и рећи да погонски мостови и нису пројектовани тако да није ни разматрано ефекат карактеристика разделника без узимања у обзир ефеката расподеле снаге између точкова на губитке у погонском мосту.

Треба истаћи да у исто време се чине покушаји одређивања ефеката препорука формираних током дугог периода. Мада још увек не постоје строго аналитичке препоруке за смањење ових губитака снаге. Може се закључити да за пројектовање енергетски ефикаснијег система за пренос снаге треба применити напредну анализу губитака снаге код система за пренос снага и код система расподеле снаге између точкова. [12]

5.4. Механички губици у погонском мосту

Посматра се возило са n погонских осовина. Снага која се преноси са разделника снаге на погонске точкове сматра се позитивном. У одређеним случајевима снага циркулише од точкова ка разделнику снаге и она се сматра негативном.

У пракси је позната као циркулација паразитске снаге, слика 44.



Слика 44 - Погонске осовине возила

Нека је p_1 број погонских осовина са позитивним током снаге и p_2 број осовина са негативним током снаге. [12]

Очигледно је да је: $p_1 + p_2 = n$. На основу такве дефиниције p_1 и p_2 разматра се утицај расподеле снаге на ефикасност погона. Ако је P_M снага доведена од трансмисије на погонски мост тада се механички губици снаге погонског моста могу користити за оцену укупне механичке ефикасности:

$$n_M = \frac{P_M - P_{drl}}{P_M} = \frac{P_{w\Sigma}^{in}}{P_M} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{wi}^{in}}{P_M} \quad (5.17)$$

овде је снага доведена на погонске осовине одређена преко:

$$P_{w\Sigma}^{in} = \sum_{i=1}^n P_{wi}^{in} \quad (5.18)$$

Компоненте са леве стране једначине (5.17) могу се одредити преко коефицијената расподеле снаге на i -ту осовину:

$$q_i = \frac{P_{wi}^{in}}{P_{w\Sigma}^{in}} = \frac{P_{wi}^{in}}{\sum_{i=1}^n P_{wi}^{in}} \quad (5.19)$$

P_{wi}^{in} - снага пренета на i -ту осовину. Очигледно је да је:

$$\sum_{i=1}^n q_i = \sum_{i=1}^{p_1+p_2} q_i = 1 \quad (5.20)$$

Снага P_M се одређује преко:

$$P_M = \sum_{i=1}^{P_1} P_{Mi}^{pos} + \sum_{i=1}^{P_2} P_{Mi}^{neg} = 1 \quad (5.21)$$

P_{Mi}^{pos} и P_{Mi}^{neg} , компоненте снаге P_M , снага P_{Mi}^{pos} се доводи од i -те осовине, при чему се снага P_{Mi}^{neg} доводи од i -те осовине до разделника погона. Ове коомпоненте се дефинишу следећим једначинама:

$$P_{Mi}^{pos} = \frac{P_{wi}^{in}}{\eta_{Mi}^{pos}} = \frac{q_i \sum_{i=1}^n P_{wi}^{in}}{\eta_{Mi}^{pos}} \quad (5.22)$$

$$P_{Mi}^{neg} = P_{wi}^{in} \eta_{Mi}^{neg} = \left(q_i \sum_{i=1}^n P_{wi}^{in} \right) \eta_{Mi}^{neg}$$

η_{Mi}^{pos} и η_{Mi}^{neg} ефикасности грана погонског моста са позитивним и негативним током снаге.

Укупна ефикасност η_M је:

$$\eta_M = \frac{1}{\sum_{i=1}^{P_1} \frac{q_i}{\eta_{Mi}^{pos}} + \sum_{i=1}^{P_2} q_i \eta_{Mi}^{neg}} \quad (5.23)$$

Из једначине (5.23) очигледно је да механичка ефикасност погонског моста опада порастом броја токова негативне снаге. Ако су сви токови снаге позитивни једначина (5.23) постаје:

$$\eta_M = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{q_i}{\eta_{Mi}}} \quad (5.24)$$

Расподела снаге међу осовинама и погонских мостова утиче на укупну ефикасност само када су механичке ефикасности грана погонских мостова различите.

Ако међутим механичке ефикасности свих n грана погонског система су идентичне тада у складу са једначином (5.19) једначина (5.24) постаје:

$$\eta_M = \frac{\eta_{Mi}}{\sum_{i=1}^n q_i} = \eta_{Mi} \quad (5.25)$$

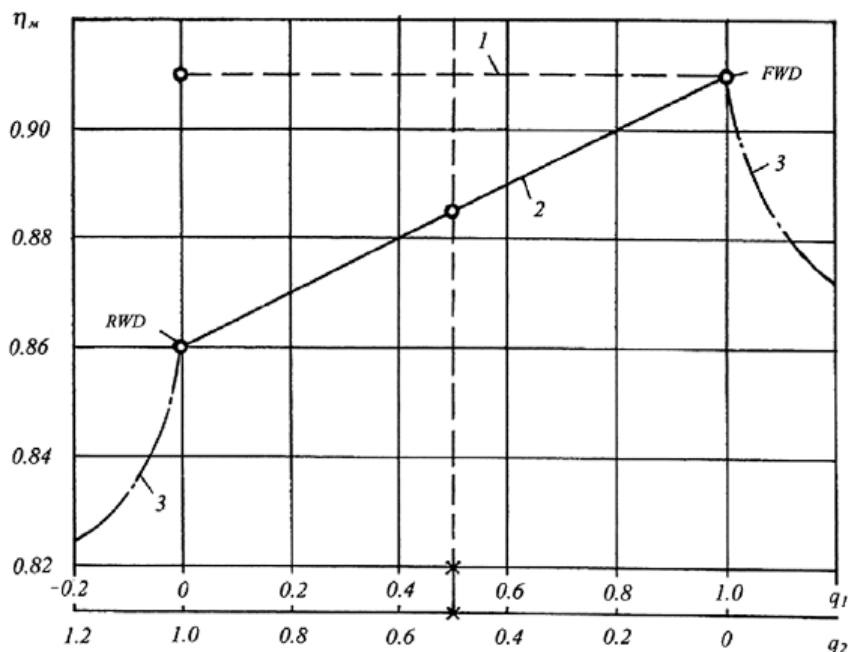
где је укупна ефикасност једнака ефикасности једне гране. У овом случају расподела снаге нема утицаја на η_M пошто је једнак 1.

Како би се претходно реализовало неопходно је одредити η_{Mi} ($i = 1 - n$) према једначинама (5.23) и (5.24). Бројна истраживања показују да величина η_{Mi} у опсегу потенцијаланих вредности брзина и оптерећења нису константне, али да зависе од пренете снаге. Ови резултати потврђују поделу механичких губитака снаге на две групе које су представљене у претходном поглављу.

Из овог разлога параметри q_i , η_{Mi}^{pos} и η_{Mi}^{neg} у једначини (5.23) су независне што се такође односи на q_i и η_{Mi} у једначини (5.24). Ово усложњава примену једначина (5.23) и (5.24) у пракси.

Велики број истраживања претпоставља у практичним прорачунима да је η_{Mi} константно тј. да не зависи од пренете снаге. Ова претпоставка константности η_{Mi} је приказана нумеричким примером представљеним овде применом једначина (5.23 – 5.25) за оцену η_M возила са две осовине ($n = 2$). Када је доток снаге на погонске тачке позитиван и ефикасност η_{M1} и η_{M2} погонских мостова предњих и задњих осовина су једнаке $\eta_{M1} = \eta_{M2} = 0.91$, погонски систем нема утицаја на механичке губитке снаге.

У овом случају у једначини (5.25) а било коју комбинацију q_1 и q_2 тј. 0.5 и 0.5, 0.3 и 0.7, 0.2 и 0.8 итд. Према једначини (5.25) $\eta_M = \eta_{M1} = \eta_{M2} = 0.91$. Црта тачка праволинијски сегмент 1 на слици 45 рефлектује једнакости степена корисности.



Слика 45 - Механичка ефикасност погонског моста возила 4x4 [12]

Ако се разматра случај када је снага која циркулише ка погонским точковима позитивна, али је $\eta_{M1} \neq \eta_{M2}$. На пример: $\eta_{M1} = 0.91$ и $\eta_{M2} = 0.86$. У овом случају укупна ефикасност η_M треба да се одреди из једначине (5.25) на основу одговарајућих избора коефицијената q_i ($i = 1, 2$) расподеле снага између погонских осовина.

Пуна линија 2 на слици 45 показује да механичка ефикасност погонског система возила код кога се вредности коефицијената у опсегу коефицијената q_1 и q_2 крећи од 0 до 1 и од 1 до 0. Овде је збир $q_1 + q_2$ је увек једнак 1. Тачка екстремне вредности 2 одговара погону на предњим точковима ($FWD, q_1 = 1, q_2 = 0, \eta_M = 0.91$) и на задњим точковима ($RWD, q_1 = 0, q_2 = 1, \eta_M = 0.86$). Може се видети да промена у начину расподеле снаге између погонских осовина утиче на вредност η_M . Пораст снаге на предњој осовини даје већу ефикасност η_{M1} у равнотежи тракције возила повећава вредност η_M . Још један резултат проистиче из поређења линија 1 и 2 на слици 45.

Приликом пројектовања возила са две осовине препоручљиво је омогућити да коефицијенти прерасподеле снаге буду међусобно једнаки. У случају да η_M не зависи од расподеле снаге између осовина тј. да вредности q_1 и q_2 пројектанту омогућују више слободе код пројектовања међуосовинског разделника снаге. Црта тачка крива 3 на слици 45 одговара режиму када један од токова снаге је негативан или је $q_1 < 0$ или $q_2 < 0$. Негативно q_1 и q_2 се убацују у једначину (5.24) и мењају облик криве.

Са слике 45 се види да појава паразитске снаге значајно смањује механичку ефикасност погонског система.

5.5. Механички губици у систему точкова

Сви точкови возила повезани су елементима погонског система заједно са рамом возила, системом еластичног ослањања укључује у систем погона. Точкови су део погонског система. Циљ је развијање метода за оцену губитака снаге и ефикасности возила у погонском систему. Претпоставља се да се возило креће константном брзином v_x по хоризонталној деформабилној подлози. Услови захватања између точкова и подлоге могу бити или идентични или различити. [12]

На пример, основна намена трактора је орање, стабилно али са различитим условима захватања точкова са леве и десне стране возила. На пример, леви точкови се крећу по стрњики а десни по бразди формираној орањем. Када се возило креће по путу у зимским условима, услови захватања се мењају зависно од појаве залеђених деоница. Теренска возила (борбена и тактичка војна возила, ...) имају нестабилне услове спреге точкова и подлоге, јер се подлога непрекидно мења.

5.5.1. Вучни радни режим

У овом режиму рада глани индекс енергетске ефикасности возила је ефикасност вуче (тракције) η_t и вучна ефикасност радног хода η_x^t . Ефикасност η_δ која рефлектује губитке снаге настале услед клизања возила са n погонских осовина:

$$\eta_\delta = \frac{P_{w\Sigma}^{in} - P_{\delta\Sigma}}{P_{w\Sigma}^{in}} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (P_{\delta i}' + P_{\delta i}'')}{\sum_{i=1}^n (P_{w\Sigma}^{in'} + P_{w\Sigma}^{in''})} \quad (5.26)$$

Где се ' и '' односе се на тачкове исте осовине; $P_{w\Sigma}^{in('')} = F_{xi}^{('')}V_{ti}^{('')}$ је снага која се преноси на један тачак i -те осовине; $v_{ti}^{('')}$ је теоријска брзина једног тачка осовине без клизања где је снага која се губи на клизање $P_{\delta i}^{('')} = F_{xi}^{('')}V_{ti}^{('')}s_{\delta i}^{('')}$ i -те осовине.

Ако се теоријска брзина тачка изрази у зависности од коефицијента клизања и стварне брзине v_x возила, [12]

$$v_{ti} = \frac{v_x}{1-s_{\delta i}} \quad (5.27)$$

израз (5.26) може се трансформисати у:

$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{F_{xi}' s_{\delta i}'}{1-s_{\delta i}'} + \frac{F_{xi}'' s_{\delta i}''}{1-s_{\delta i}''} \right)}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{F_{xi}'}{1-s_{\delta i}'} + \frac{F_{xi}''}{1-s_{\delta i}''} \right)} \quad (5.28)$$

Претходна једначина може се користити за одређивање ефикасности услед клизања кад на тачак истовремено делују и обимна сила и долази до појаве клизања. Ако се оба тачка осовине замене еквивалентним тачком једначина (5.28) се поједностављује:

$$\eta_{\delta} = \frac{P_v}{P_v - P_{\delta\Sigma}} = \frac{F_{x\Sigma}}{F_{x\Sigma} + \sum_{i=1}^n \frac{F_{xi}' s_{\delta i}'}{1-s_{\delta i}'} + \frac{F_{xi}'' s_{\delta i}''}{1-s_{\delta i}''}} \quad (5.29)$$

ако се примени еквивалентна шема возила:

$$\eta_{\delta} = \frac{F_{x\Sigma}}{F_{x\Sigma} + \sum_{i=1}^n \frac{F_{xi} s_{\delta i}}{1-s_{\delta i}}} \quad (5.30)$$

Бројилац и први члан имениоца израза (5.30) описује укупну обимну силу возила $F_{x\Sigma}$. Ово је сила која се развија на свим погонским тачковима и треба да буде једнака збиру свих отпора кретању возила:

$$F_{x\Sigma} = \sum_{i=1}^n (F_x' + F_x'') = \sum_{i=1}^m (R_x' + R_x'') + \sum_{j=1}^s F_j \quad (5.31)$$

Први члан десне стране једначине (5.31) је алгебарска сума сила отпора котрљању, други члан представља суму свих отпора који делују на возило. Она обухвата вучну силу на потезници, силу отпора ваздуха, отпор нагиба подлоге и отпор инерцијалних сила. Једначине 5.30 и 5.31 показују да енергетска ефикасност возила зависи и од укупног вучног оптерећења и од расподеле између погонских тачкова. Укупно

оптерећење вуче условљено је силама отпора кретању возила. Ефекет расподеле међу погонским точковима зависно од ефикасности клизања изражава се другим чланом бројиоца у једначинама 5.31 и 5.32. Уочава се да нумеричка вредност η_δ зависи од остатка укупне обимне $F_{x\Sigma}$ који се преноси на сваки погоски точак и при томе се развија сила $F_{x\Sigma}^{(')}$ и одговарајуће клизање $S_{\delta i}^{(')}$.

Ефикасност у односу на отпор котрљању мора да узме у обзир да се део снаге дведен на точак ангажује за клизање тачка:

$$n_f = \frac{F_d}{\sum_{i=1}^n (F_x' + F_x'')} \quad (5.32)$$

Када се примени еквивалента шема возила једначина (5.32) постаје:

$$n_f = \frac{F_d}{\sum_{i=1}^n F_{xi}} \quad (5.33)$$

Могуће је одредити оптималну расподелу снага између погонских точкова а која даје највећу ефикасност возила тј. η_t да има максималну вредност.

5.5.2. Транспорт у радном режиму

Возила у транспортном радном режиму се користе само у условима превозења терета и немогуће је оценити њихову енергетску ефикасност на бази ефикасности тракције из једначине (5.11) пошто је сила на потезници F_d и са вучном снагом која је једнака нули. Возило може бити састављено од вучног трактора и једне или више приколица или је то возило са полуприколицом и приколицом. Оваква возила би требало посматрати пре као транспортно него вучно возило. Ова возила транспортују терет у приколицама и полуприколицама, али нису укључена у савлађивање отпора вуче који стварају приколице и полуприколице као и терет који се превози.

Ово је очигледно, пошто је вуча празне приколице и полуприколице не могу де посматрати као користан рад и не могу се оцењивати применом вучне ефикасности. η_t из једначине (5.11). Примена приступа предложеног у [12] где се дефинише ефикасност транспортног возила која узима у обзир отпор котрљању условљен корисном носивошћу терета на укупну корисну излазну снагу P_{out} (слика 6 и једначина 1.1). На основу ових дефиниција одређује се једначина енергетске ефикасности различитих режима транспорта. Ефикасност транспорта као радног режима возила са више погонских осовина може се описати преко:

$$n_x^{tr} = \frac{\sum_{i=1}^m (P_{fgi}' + P_{fgi}'')}{\sum_{i=1}^n (P_{wi}^{in'} + P_{wi}^{in''})} \quad (5.34)$$

где бројилац представља део снаге која се ангажује на савлађивање отпора котрљању и изазван је теретом који преноси:

$$P_{fg\Sigma} = \sum_{i=1}^m (P'_{fgi} + P''_{fgi}) = v_x \sum_{i=1}^m (R'_{xgi} + R''_{xgi}) \quad (5.35)$$

R'_{xgi}, R''_{xgi} - силе отпора котрљању точкова i -те осовине који потиче од тежине транспортованог терета W_g .

Ове силе се рачунају из израза:

$$R'_{xgi} = R'_{xi} - R'_{xci} \quad (5.36)$$

R'_{xi} - силе отпора котрљању које потичу од укупне тежине возила која се преноси на возило W_c и од дела тежине корисне носивости W_g ; R'_{xci} је сила отпора котрљању која потиче од укупне тежине возила W_c .

Тада једначина 2.28 има коначан облик:

$$n_x^{tr} = \frac{\sum_{i=1}^m (R'_{xgi} + R''_{xgi})}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{F_{xi}}{(1-S'_{\delta i})} + \frac{F_{xi}}{(1-S''_{\delta i})} \right)} \quad (5.37)$$

Ако се примени еквивалентна шема возила једначина (5.37) добија једноставнији облик:

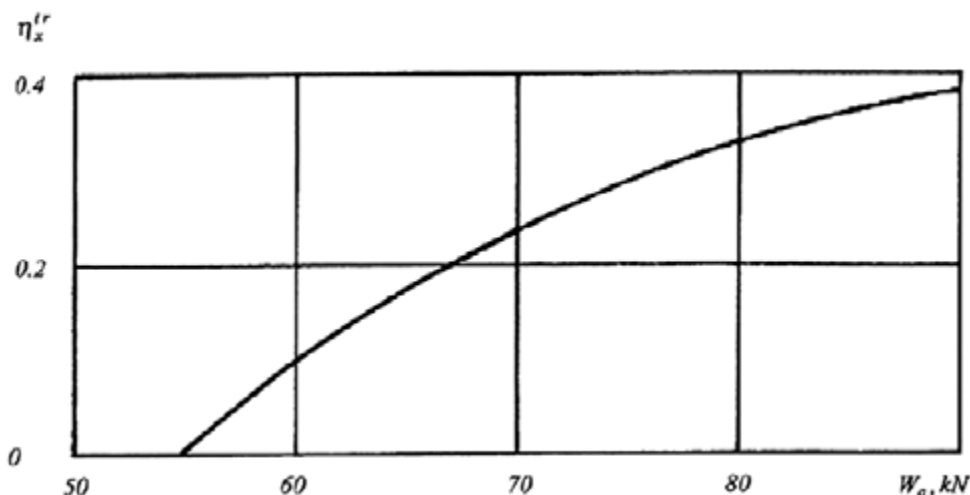
$$n_x^{tr} = \frac{\sum_{i=1}^m R_{xgi}}{\sum_{i=1}^n F_{xi} / (1-S_{\delta i})} \quad (5.38)$$

Применом еквивалентне шеме возила и једначина (5.37) и (5.38) одређена је вредност n_x^{tr} за возило 4 x 4 са параметрима блиским возилу Unimog U120/425. Прорачуни су урађени за промену укупне тежине W_a возила условљене корисним теретом. Нулта вредност n_x^{tr} одговара W_c , слика 46.

Ефикасност транспорта погонског система возила намењеног транспорту може се одредити из израза сличних изразу (5.37). Изузев (5.38) сила отпора котрљању, у једначини постоји бројилац који треба да се односи на приколицу:

$$n_x^{tr} = \frac{\sum_{j=1}^c \left[\sum_{i=1}^l R_{xgi}^{trl'} + R_{xgi}^{trl''} \right]}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{F_{si}}{1-S_{\delta i}} + \frac{F_{si}}{1-S_{\delta i}} \right)} \quad (5.39)$$

где је l број осовина j -те приколице и c је број приколица.



Слика 46 - Ефикасност радног транспортног режима возила 4 x 4

За еквивалентан систем има:

$$n_x^{tr} = \frac{\sum_{j=1}^c \left(\sum_{i=1}^l R_{xgi}^{trl} \right)_j}{\sum_{i=1}^n F_{xi} / (1 - S_{\delta i})} \quad (5.40)$$

Једначина (5.40) је примењена за одређивање ефикасности погонског система МТЗ 102 трактора са двоосовинском приколицом 2PTS-4 оптерећеном W_g теретом и одговарајућим силама отпора котрљању R_{x1}^{tr} , R_{x2}^{tr} .

Силе на потезници оптерећују трактор:

$$F_d = R_{x1}^{trl} + R_{x2}^{trl} \quad (5.41)$$

Из овог разлога n_x^{tr} је одређено као функција вучне силе која узима у обзир промену W_g . Крива 1 на слици 47 је нацртан од $n_x^{tr} = f(F_d)$. Међутим, ако се овај трактор оцењује самостално као вучно возило за исте вредности силе на потезници то је могуће одредити вредност n_x^t трактора погонског система. Релација је нацртана је на слици 47. Пуне линије обе криве на овој слици одговарају реалним вредностима оптерећења које потиче од пораста масе која се преноси приколицом. Као супротност ефикасности вуче, ефикасност транспорта рефлектује актуелну енергетску ефикасност погонског система у режиму транспорта.

Када се вуче празна приколица ($F_D \approx 2 \text{ kN}$) $n_x^{tr} = 0$, када је $n_x^t = 0.4$. Ово се јавља зато што се приликом рачунања n_x^t користи концепт корисног отпора на укупну вучну силу која потиче од масе приколице и од терета који се превози. Није целокупна сила на потезници корисна, пошто је вучење празне приколице на може се третирати као користан рад одакле је $n_x^{tr} = 0$.

Из овог разлога ефикасност превоза треба са се користи само када се носи терет. Ако поред ношења терета приколице и полуприколице, возило има корисно оптерећење које могу бити путници или терет, тада транспортна ефикасност у одговарајућем степену преноса може се одредити из израза:

$$n_x^{tr} = \frac{\sum_{i=1}^m (R'_{xgi} + R''_{xgi}) + \sum_{j=1}^c \left[\sum_{i=1}^l (R^{trl'}_{xgi} + R^{trl''}_{xgi}) \right]_j}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{F_{xi}}{1-S_{\delta i}} + \frac{F_{xi}''}{1-S_{\delta i}''} \right)} \quad (5.42)$$

За еквивалентну шему возила једначина (5.42) постаје:

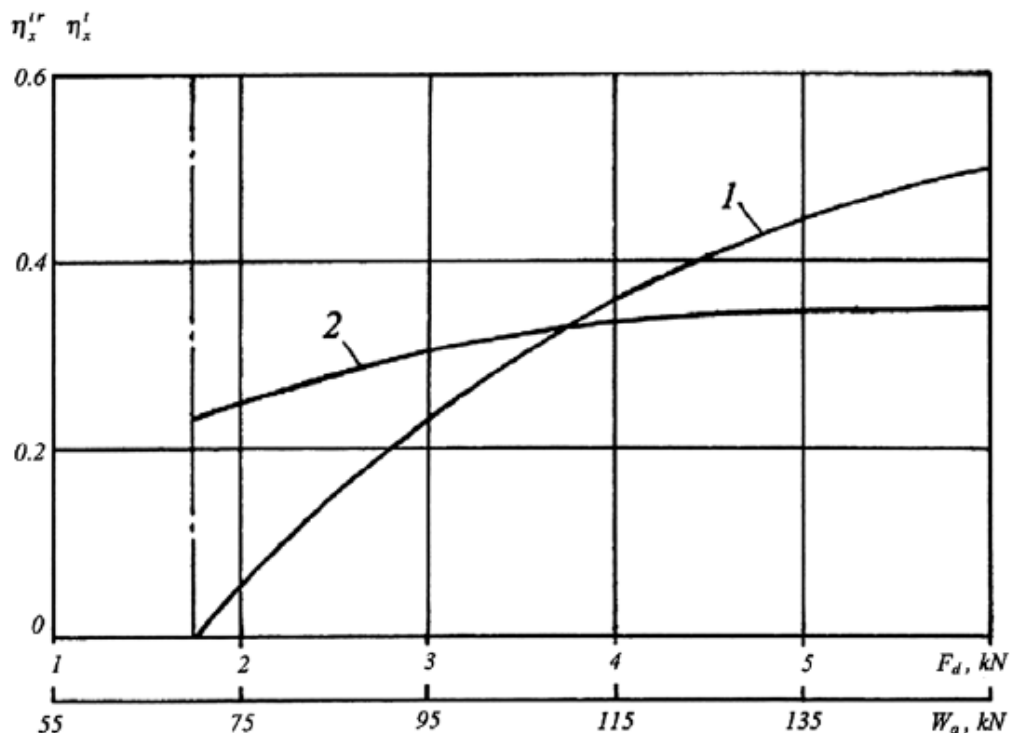
$$n_x^{tr} = \frac{\sum_{i=1}^m R_{xgi} + \sum_{j=1}^c \left[\sum_{i=1}^l R_{xgi}^{trl} \right]_j}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{F_{xi}}{1-S_{\delta i}} \right)} \quad (5.43)$$

Као илустрација примене једначине (5.42) одређена је транспортна ефикасност погонског система возила 4 x 4 са параметрима сличним Unimog U 120/425 које се креће преко стрњике док се вуче приколица.

Прорачуни су урађени на бази претпоставке да масе терета се додају истовремено и шасији возила и приколице у исто време. Тако повећање вучне силе F_d и укупне тежине W_a трактора и приколице као функције на основу које су нацртане криве на слици 47.

Ефикасност вуче у одређеном степену преноса је одређена на основу једначина (5.12), (5.28) и (5.31). Када празну приколицу вуче возило ($F_d = 1.8 \text{ kN}$) нема никаквог корисног рада, $n_x^{tr} = 0$, када је $n_x^t = 0.24$. Додатно следи са слике 47 да повећање терета који се привидно преноси не утиче на нумеричку вредност $\eta_{\text{хт}}$ која онда једва расте. У исто време n_x^{tr} показује како ефективност возила расте са порастом масе терета. [12]

Поврх тога упоређењем криве 1 на слици 47 са слике 45 показује се значајно целисходним користити трактор и тегљач са приколицом уместо само јединичног возила. Тако максимална вредност n_x^{tr} која одговара пуном оптерећењу тегљача и приколице је 0.49, слика 47, а код јединичног камиона је 0.38.



Слика 47 - Ефикасност камиона 4 x 4 у функцији силе на потезници и оптерећења, (1) транспортна ефикасност, и (2) вучна ефикасност

5.5.3. Комбиновани радни режим

Ово је радни режим возила која треба да истовремено задовоље услове вуче и транспорта. Да би се оценила енергетска ефикасност погонског система возила као функција расподеле снаге између точкова и препоручљиво је користити укупну ефикасност погонског система:

$$\eta_{x\Sigma} = \frac{P_d + \sum_{i=1}^m (P'_{fgi} + P''_{fgi})}{\sum_{i=1}^n (P_{wi}^{in'} + P_{wi}^{in''})} = \frac{F_d + \sum_{i=1}^m (R'_{xgi} + R''_{xgi})}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{F_{xi}'}{1-S_{\delta i}} + \frac{F_{xi}''}{1-S_{\delta i}} \right)} \quad (5.44)$$

и за еквивалентну шему возила

$$\eta_{x\Sigma} = \frac{F_d + \sum_{i=1}^m (R'_{xgi} + R''_{xgi})}{\sum_{i=1}^n \frac{F_{xi}}{(1-S_{\delta i})}} \quad (5.45)$$

Претходно представљени изрази за ефикасности n_x^t и $n_{x\Sigma}$ одговарају униформном кретању возила по хоризонталној површини. Ови изрази се морају прерадити када се захтева одређивање енергетске ефикасности возила када се креће преко макронеравнина подлоге под углом нагиба α и са подужним убрзањем ax . На пример транспортна возила са корисним теретом W_g тако да побољшања морају да буду уведена с обзиром на корисан отпор нагиба пута и момент инерције који потиче од масе терета. [12]

Изведене формуле су:

$$n_x^{tr} = \frac{\sum_{i=1}^m (R'_{xgi} + R''_{xgi}) + W_g \sin \alpha + \frac{W_g}{g} a_x}{\sum_{i=1}^n (F_{xi} / (1 - S_{\delta i}') + F_{xi}'' / (1 - S_{\delta i}''))} \quad (5.46)$$

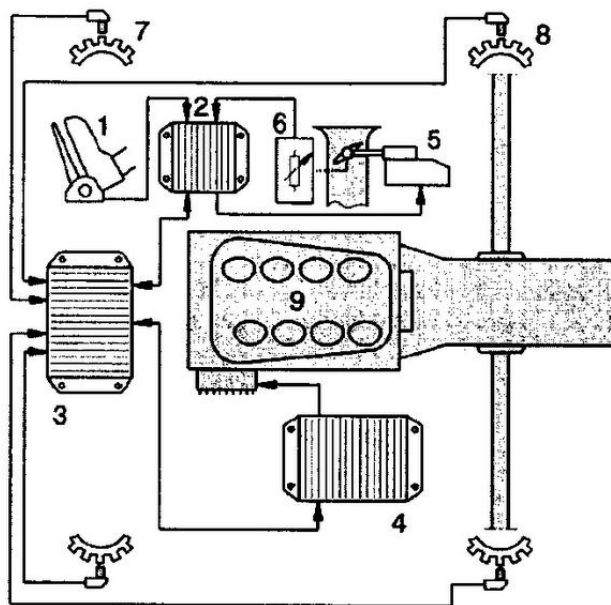
где се знак „+“ односи на кретање на узбрдици а „-“, на низбрдици.

6. Систем за контролу вуче [7]

Код погонских осовина са осним диференцијалом, погонски момент се расподељује равномерно на лево и десно полувратило. Када се точкови погонске осовине крећу по различитим подлогама, точак који је на подлози са нижим коефицијентом пријањања имаће веће клизање, што ће утицати на ограничење услова пријањања у односу на други точак, који је на подлози са вишим коефицијентом пријањања. [7] Овај проблем може да се реши на више начина: блокирањем диференцијала, применом самоблокирајућег диференцијала и применом виско спојница или применом система за контролу вуче. За возило само са једном погонском осовином, клизање гоњење осовине је референтна вредност клизања и одређује се на основу угаоне брзине точкова који имају слободно котрљање.

Када се возило креће по клизавом путу са малим коефицијентом пријањања или приликом поласка из места, оба точка исте осовине могу да проклизају. У том случају TCS (traction control system) систем кочионим моментом делује на оба точка погонске осовине и/или смањује излазни обртни момент. Овакав систем омогућује контролу правца кретања возила са предњим погонским точковима или контролу дирекционе стабилности за задње погонске точкове. Ако је потребно кретање по клизавом путу на дугачким деоницама, постоји могућност прегревања кочница, па се ова контрола комбинује заједно са контролом рада мотора. Регулација вуче применом модулисаног кочионог притиска има бржи одзив него путем контроле мотора. [7]

Систем контроле вуче је развијен са сличним функцијама као и уређај против блокирања точкова (ABS) како би се побољшале вучне карактеристике возила, а да се одржи стабилност и управљивост возила нарочито током убрзавања. Основне функције система су: побољшање вуче у условима асиметричних подлога, различити услови пријањања левих и десних точкова исте осовине, спречавање проклизања точка током убрзавања или ако се налази на клизавој подлози, како би се клизање точка одржало у жељеном опсегу, ради остварења адекватних бочних сила и контроле правца кретања и стабилности.



Слика 48 – Шематски приказ система за електронску контролу вуче

На слици је: 1 – педала гаса, 2 – електронски гас, 3 – TCS модул, 4 – електронска контрола рада мотора, 5 – контрола довода горива, 6 – контрола лептира за довод горива, 7 – давач броја обртаја предњег точка, 8 – давач броја обртаја задњег точка, 9 – погонски агрегат и преносници снаге.

Слично систему против блокирања точкова, типичан систем контроле вуче обухвата сензоре, централну рачунарску јединицу и модулатор притиска у кочницама, слика 48. Поврх ових компонената TCS поседује и уређај за контролу рада мотора која контролише угао отвора лептира, систем за напајање горивом или систем за паљење. Због сличности, ABS и TCS системи се интегришу у један, јер деле велики број компонената, као што су давачи, ECU и модулатор притиска кочења.

Преко педале гаса (1), возач изражава намеру и његова реакција је само до иницирања електронског гаса (2) преко кога се дозира момент на точковима, слика 48. Давачи броја обртаја предњих (7) и задњих точкова (8) су повезани са електронском јединицом TCS (3). У случају да погонски точак проклизава, он повлачи све више снаге од погонског агрегата. Регулација се реализује кроз систем за довод горива и паљење преко електронске јединице за контролу рада мотора (4). Са сигналом учестаности 15 Hz до 30 Hz, модулира се паљење једног цилиндра и ово се циклично примењује на све цилиндрице. Само деловање на довод горива није довољно и реакција је исувише спора, тако да се примењује поступак деактивације цилиндра (Zylinder Abschaltung System, ZAS) и пригушење уисне гране. [7]

Друга могућност регулације контроле проклизавања је контрола коефицијента вишка ваздуха λ или угла паљења. Недостатак ове друге методе је повећање температуре издувних гасова при малим угловима паљења, па због таквог сагоревања издувни вентил се још није отворио, иако је почела фаза издувавања.

Постоје и системи који поред контроле рада мотора контролишу и рад кочница. То омогућава с једне стране функцију блокирања диференцијала, при чему се одржава стабилност праћења правца кретања селективним избором кочнице и појавом жirosкопског момента. Електронска управљачка јединица добија и податке о углу заокретања точка управљача. Ако је возило подуправљиво кочи се задњи унутрашњи точак а ако је надуправљиво кочи се спољашњи предњи точак.

6.3. Савремене методе начина решавања система

Развој савремене електронике и рачунара има утицај и на индустрију пољопривредних и радних машина. Најсавременији електронски склопови нашли су примену код савремених средства пољопривредне и радне механизације. Примена електронских компоненти на савременим пољопривредним и радним машинама много олакшава рад руковоцима, и у знатној мери доприноси њиховој сигурности и безбедности. [11]

Савремени системи за пренос снаге (трансмисија), системи за напајање мотора горивом, системи за кочење, управљање машинама, као и контролу елемената радних процеса, морају бити контролисани савременим електронским компонентама. Виши развојни ниво механичких компонената машина предуслов је за правилно коришћење електронских компонената.

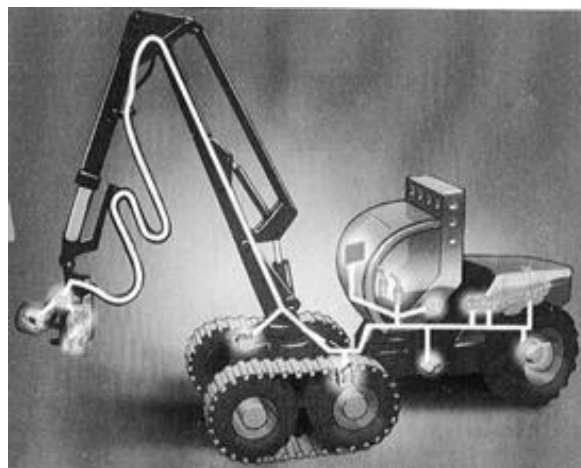
Посебну значајну улогу у развоју савремене пољопривредне технике имају електронски системи за позиционирање машина на терену (GPS). GPS системи имају и могућност прецизне евиденције многобројних параметара и података о учинку, приносима, потрошњи горива и других параметара машина које имају овакву електронску опрему.

Електронске компоненте на тракторима и радним машинама, данас се примењују највише у областима информационих и регулационих система. Електроника као средство за обраду информација припада данас стандардној опреми модерних трактора и радних машина. То су системи за информацију возача SIV (енглески: DIS - Driver Information System). Задатак SIV је приказивање података о раду и надзор функција мотора и трактора или неког другог возила. [11]

Најчешће, систем информација даје податке о: ширини радног захвата прикључне машине, величини обрађене површине, површинском учинку, стварној брзини кретања машине, клизању погонских точкова, утрошку и резерви горива у функцији време-рад. Неки произвођачи на својим SIV имају функције: предлога промене одговарајућег степена преноса мењача, податке о повољним режимима рада мотора, систем информација о потребним мерама одржавања возила (правилно време замена уља итд.).

На овај начин SIV помажу одржавање и надзор функција возила са уграђеним дијагностичким системом.

Систем преко одговарајућих давача детектује величину оптерећења приликом сваког радног циклуса утовара, и то приказује руковаоцу преко, одговарајућег екрана-дисплеја инструмента (слика 49). Након завршеног циклуса утовара тачно је познато и регистровано колико је материјала утоварено и колико је оптерећено транспортно возило.



Слика 49 – Инструменти за надзор оптерећења товарног сандука [11]

Једна од основних функција SIV система је приказивање потрошње горива као и неких додатних информација за ту функцију. Ова могућност је веома битна јер се уз помоћ ових могућности система може остварити знатна уштеда у потрошњи погонског горива, уз додатну контролу и руковаоца машине (на пример време и тачност досипања погонског горива у резервоар).

Неке од могућности система су да прикаже информације као што су: количина горива у резервоару (резерва), тренутна потрошња, просечна потрошња, дужина пута или величина површине која се може обрадити са преосталом резервом горива, време за које се мора поново допунити резервоар, и слично. [11]

На слици 50 може се видети изглед неколико уређаја који су саставни делови SIV система неких радних машина, теретних али и путничких возила.



Слика 50 – Електронска јединица за контролу потрошње горива

Ово је само један од примерака могућности примене електронских коомпоненти на тракторима и радним машинама. Такође је и развој преносника снаге који су регулисани електроником доживео значајне промене. [11]

Савремена пољопривреда у развијеним земљама суочена је са следећим захтевима: да се оствари што виши квалитет, да се производи по што нижим ценама и да буде што мање утицаја на животну средину.

Развојем електротехнике, хидраулике, електронике, сензора и информативних технологија нагло се повећао број функција на самоходним, погонским и прикључним пољопривредним машинама које је могуће контролисати и самим тим прецизније одговарати горе наведеним захтевима. У исто време, развијају се и поступци за контролу, као и управљање радом пољопривредних машина. Ово је нова и савремена област са великом перспективом, о чему сведочи и то да је највећи број иновација у домену пољопривредезаснован на примени мехатронике и ИСТ (информационо комуникационих технологија). [11]

Хибридни погон актуелан је у аутомобилима, камионима и аутобусима, само је питање концепције и наравно, прихватљиве цене таквог решења. Volvo-ов двоосовински аутобус Volvo 7700 са хибридним погоном, у мањој количини је испоручен купцима 2009. године, док се серијска производња реализовала 2010. године.

7. ЗАКЉУЧАК

Вишеосовинска возила точкаши, чак и са четири – пет погонских мостова, претежно се користе као друмска возила јер у условима беспућа не могу да обезбеде вучне карактеристике гусеничних возила.

Спречавање појаве паразитске снаге на погонском мосту остварује се диферцијалним преносником. Овај преносник омогућава да се погонски момент преноси на точкове, када су њихове угаоне брзине различите.

Код система развода снаге са механизмом слободног хода, укључивање предњег погона се остварује тек пошто се оствари одређено клизање задњих погонских точкова.

Због постојања тангенцијалне еластичности точкова полупречници котрљања левих и десних точкова могу бити различити, па оба точка исте осовине могу имати чисто котрљање по референтној површини.

Примена погона на свим точковима код возила има за циљ обезбеђење максимално могуће вучне силе на точковима.

Пренос снаге у вишеосовинском возилу представља сложен систем преношења и трансформација различитих видова енергије.

У истраживањима система за пренос снаге пољопривредних возила узимале су се у обзир геометријске везе и исте изражавале преко разлика полупречника котрљања, разлика између углова заокретања точкова или полупречника криволинијског кретања.

Проучавање расподеле снаге на точкове у различитим шемама снаге протока као главни параметар узима се момент доведен на погонске точкове али при малим убрзањима.

Експерименти су показали да полупречник котрљања гоњеног точка зависи од називне величине пнеуматика, притиска у пнеуматичима и вертикалног оптерећења точкова.

Утврђено је да обртни моменти мало варирају око средње вредности, што омогућује одређивање услова пријањања, стабилност и управљивост возила.

Систем контроле вуче је развијен са сличним функцијама као и уређај против блокирања точкова (ABS) како би се побољшале вучне карактеристике возила, а да се одржи стабилност и управљивост возила нарочито током убрзавања.

Примена електронских компоненти на савременим системима за информисање возача омогућава многоструке могућности оптимизације погонског ланца трактора и радних машина (мотор, мењач, погонски мостови). При томе примарни значај има растерећење возача од послова регулације и контроле погонског ланца (на пример укључивање и искључивање блокаде диференцијала).

Истовремено се остварује висока искоришћеност појединих склопова (нпр. мотора), као и очување неких виталних делова контролом значајних радних параметра (ограничавање обртног момента, броја обртаја радилице и сл).

8. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Аксенов П. В.: Многоосные автомобили, Машиностроение, 1989.
- [2] Демић М., Лукић Ј.: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.
- [3] Јанковић Д, Ивановић, Г., Ракићевић Б.: Теорија кретања возила, Машински факултет Београд, 2001.
- [4] Vantsevich V.: Power loss and energy efficiency of multi-wheel drive vehicles. A method for evaluation, Journal of Terramechanics 45, 2008, pp. 89-101
- [5] Др Александар Стефановић, дипломирани машински инжењер, редовни професор Машинског факултета у Нишу, Мобилне машине и друмска возила, Ниш 2008.
- [6] Чудаков, Е. А.: Избрание труди, I,II, Академии Наук СССР, Москва, 1961.
- [7] Симић, Д.: Моторна возила, Научна књига, Београд, 1988.
- [8] Левин, М.А. и др.: Теорија каченија деформируемого колеса, Наука, Москва, 1989.
- [9] Јанковић Д, Ивановић, Г., Ракићевић Б.: Теорија кретања возила, Машински факултет Београд, 2001.
- [10] Dudzinski P.: Lenksysteme fuer Nutzfahrzeuge, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2005
- [11] Пољопривредни факултет универзитета у Београду, Институт за пољопривредну технику, 1. децембар 2005.
- [12] Vantsevich V.: Power loss and energy efficiency of multi-wheel drive vehicles. A method for evaluation, Journal of Terramechanics 45, 2008, стране 89-101.
- [13] http://oplatsen.files.wordpress.com/2010/08/kamaz43501_11.jpg
- [14] http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/3/35/Ural_truck_in_Vietnam.jpg
- [15] <http://www.pktrucks.com/extend/content/truck/836/2-iv2526rm-xl.jpg>
- [16] <http://www.pktrucks.com/extend/content/truck/836/2-iv2526rm-xl.jpg>