

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука



Дамњан Д. Шмигић
Заокретање вишеосовинских возила
мастер рад

Крагујевац, 2013.

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Друмски саобраћај

Предмет: Возила повећане проходности

Број индекса: 322/2011

Дамњан Д. Шмигић

Заокретање вишеосовинских возила

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Јованка Лукић, проф.-ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да
анализира техничко - експлоатационе услове и захтеве за заокретање вишеосовинских
возила

прикаже начине остварења захтева

да приказ карактеристичних решења и трендове развоја

Препоручена литература:

[1]Аксенов П. В.: Многоосниаавтомобили, Машиностроение, 1989.

[2] Демич 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.....

Крагујевац, 20.05.2013

ментор:

Име, презиме и звање ментора

Др Јованка Лукић, проф.

САДРЖАЈ

1.0 Увод.....	6
2.0 Двоосовинска возила	7
2.1 Заокретање двоосовинских возила	9
3.0 Троосовинска возила	15
3.1 Управљање моделом троосовинског возила.....	17
3.2 Акерман геометрија	20
3.3. Поравнавање осовине.....	21
3.4 Троосовинско возило са две предње управљиве осовине.....	22
4.0 Четвороосовинска возила	23
4.1 Експериментално извођење.....	28
4.2 Нумеричка симулација и резултати возила са управљањем на четири точка.....	29
4.3 Ефекти управљања на задњим точковима на карактеристике скретања	33
4.5 Утицај погонских система за потребну силу скретања.....	34
5.0 Прикључна возила	36
5.1 Методе одређивања величина праћења трага	40
5.1.1 Математичка метода.....	40
5.1.2 Графичка метода.....	41
5.2 Класификација уређаја за скретање приколица и полуприколица	43
6.0 Елементи управљачког механизма.....	46
6.1 Стуб управљача	46
6.2 Управљачки преносник	47
7.0 Проклизавање пнеуматика и силе приликом заокретања	50
8.0 Закључак	52
9.0 Литература	53

Резиме

У раду су дате основне теоријске поставке и основни принципи заокретања вишеосовинских возила. Вишеосовинска возила имају примену у војној индустрији, цивилној употреби, користе за специјалне намене и за спортске манифестације. Описани су системи заокретања двоосовинских возила: са предњом управљивом осовином, са задњом управљивом осовином, са обе управљиве осовине и са неуправљивим осовинама, са зглобом на средини возила. Код троосовинских возила приказан је начин управљања као и Акерман геометрија и принцип рада троосовинских возила са две предње управљиве осовине. Код четвороосовинских возила приказана је експериментална верификација заокретања на две различите подлоге возила "Tadano AF – 90". За прикључна возила су објашњене две методе за одређивање величине праћење трага. Такође је приказана класификација уређаја за скретање прикључних возила.

Кључне речи: двоосовинско возило, троосовинско возило, четвороосовинско возило, Акерман геометрија, прикључна возила

Abstract

This paper presents the basic concepts of the underlying principles of the swing multy-axis vehicles. Multi-axis vehicles are used in the military industry, civil use, are used for special purposes and for sport events. The described systems are turning double-axle vehicles: with front steering axle, rear-steering axle, with two steering axles and axles with unmanageable, with a joint in the middle of the vehicle. With three-axle vehicle shows how management and Ackerman geometry and working principle of three-axle vehicle with two front steering axles. Within four-axle vehicles the experimental verification of turning on two different substrates "Tadano AF – 90" is presented. For trailers it is explained two methods for determining the size of traceability. It also shows the classification of the device to turn trailers.

Keywords: double-axle vehicles, three-axle vehicle, four-axle vehicles, ackerman geometry, trailers

1.0 Увод

Вишеосовинска возила се користе у војне, цивилне, специјалне, спортске и друге сврхе. У војсци, вишеосовинска возила су пронашла примену код камиона, разних транспортера, носача ракета, покретних радионица, носача мостова и друго. У цивилне потребе, вишеосовинска формација возила се користи код противпожарних 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.

Подела возила према броју осовина се врши код теренских, теретних аутомобила и аутомобила специјалне намене. Код путничког аутомобила постоје две осовине, једна управљачка и друга задња, без обзира на којој је осовини погон.

Стандард СРПС М Н0. 010 не дефинише начин развођења погона на точкове, већ сврстава возила са аспекта проходности. Подврсте ових возила су: двоосовинска, троосовинска, четвороосовинска и вишеосовинска возила. Са аспекта проходности и савлађивању терена, возила се деле на:

- возила нормалне проходности (са погоном типа: 4x2, 6x2, 6x4, 8x2, 8x4)
- возила повишене проходности (са погоном типа: 4x4, 6x6, 8x8).

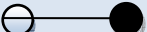
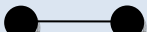
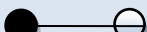
У првој ознаци формули точкова, први број означава број точкова, а други број погонских точкова, при чему се удвојени точкови не рачунају као посебни, већ као један точак повећане проходности. Примера ради, ознака 6 x 4 означава да возило има шест точкова, а да су четири погонска. Код ове формације је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

Формула управљања описује управљачке осовине возила. На пример, код четвороосовинског возила, са формулом точкова 8 x 4 (слика 23), када је ознака 12 – 00, то нам говори да је су управљиви точкови на првој и другој осовини. Код троосовинског возила са формулом точкова 6 x 6 (слика 12), када је формула управљања 1 – 0 – 3, закључујемо да су прва и трећа осовине управљиве. [14]

2.0 Двоосовинска возила

Двоосовинска возила су најчешћа возила која се користе. У њих спадају првенствено путнички аутомобили, лаки камиони, комбинована возила, али и тешка индустријска возила (дампер камиони велике носивост, зглобни багери итд).

Двоосовинска возила карактеришу две осовине различитих конфигурација. Најчешћи случај код ових возила је када је једна осовина и управљива и погонска. Постоје возила на којима је предња осовина управљива, а задња погонска; када је задња осовина и управљива и погонска (углавном возила унутрашњег транспорта); када су обе осовине управљиве и погонске итд.

	Шема распореда осовина	Погонски тип точкова	Формула управљања осовина	Формула расподеле погона	Намена и проходност
I		4 x 2	1 – 0	02	возила нормалне прох.
II		4 x 2	1 – 0	10	возила нормалне прох.
III		4 x 4	1 – 0	12	возила повиш. и високе прох.
IV		4 x 2	0 – 1	10	спороходна и возила уну. тр.

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

На слици 1 приказан је двоосовински камион "Mercedes – Benz Actros 1855", на коме је предња осовина управљачка, а задња осовина је погонска.

На слици 2 је приказано вишенаменско двоосовинско возило "Unimog 406", на коме је предња осовина управљачка, а обе осовине су погонске.



Слика 1: Двоосовински камион "Mercedes – Benz Actros 1855" [2]

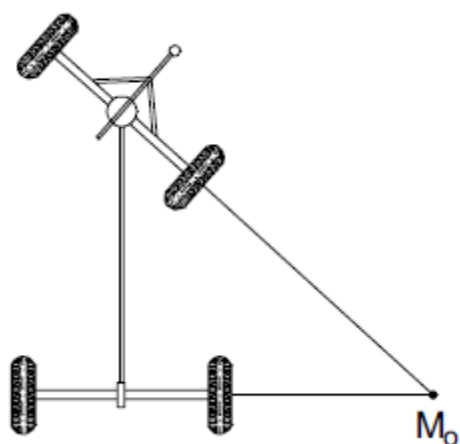


Слика 2: Теренско вишенаменско двоосовинско возило, "Unimog 406" [3]

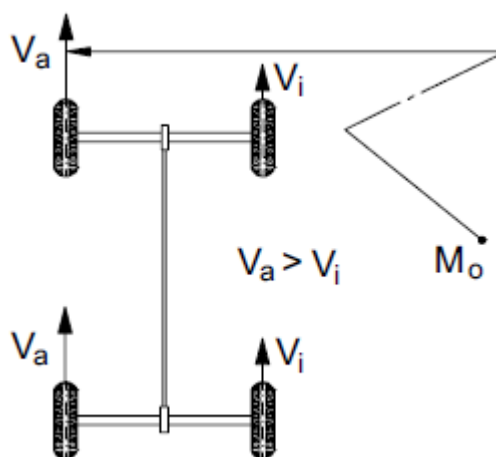
2.1 Заокретање двоосовинских возила

Постоје различити системи за заокретање двоосовинских возила:

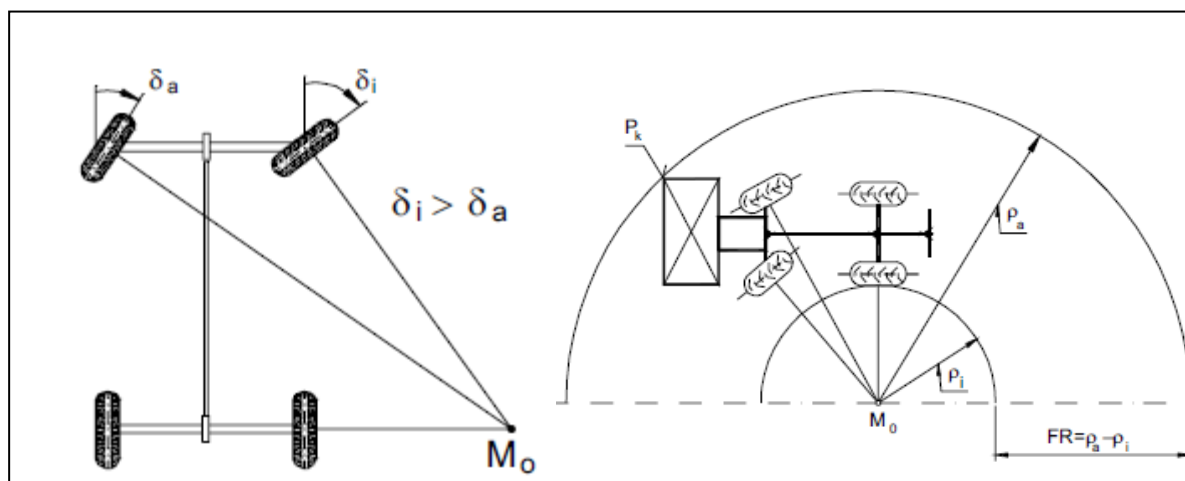
На слици 3 је приказана двоосовинска зглобна приколица, на којој је предња осовина управљива. Због зглоба на предњој осовини, ова приколица је погодна за маневрисање на малим просторима. На слици 4 је приказан шематски приказ двоосовинског утоваривача са погоном на свим точковима. Овај систем је карактеристичан по томе што точкови са једне стране возила имају различите брзине од точкова на другој страни. На шематском приказу брзине левих точкова су веће од брзине десних точкова и тиме је мањи радијус заокретања на десну страну. Овакав начин заокретања повећава агилност овог возила.



Слика 3: Двоосовинска зглобна приколица [4]

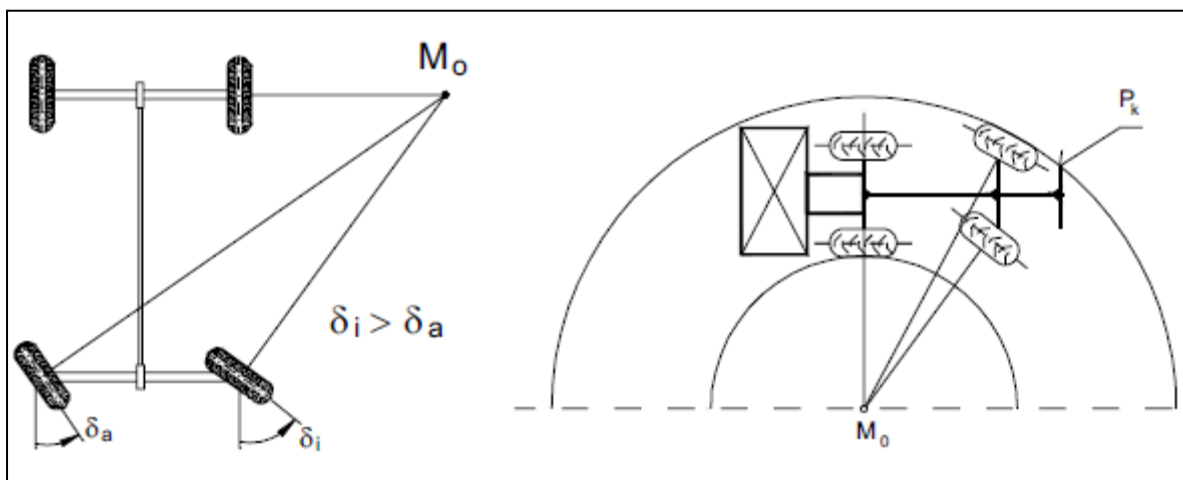


Слика 4: Двоосовински утоваривач [4]



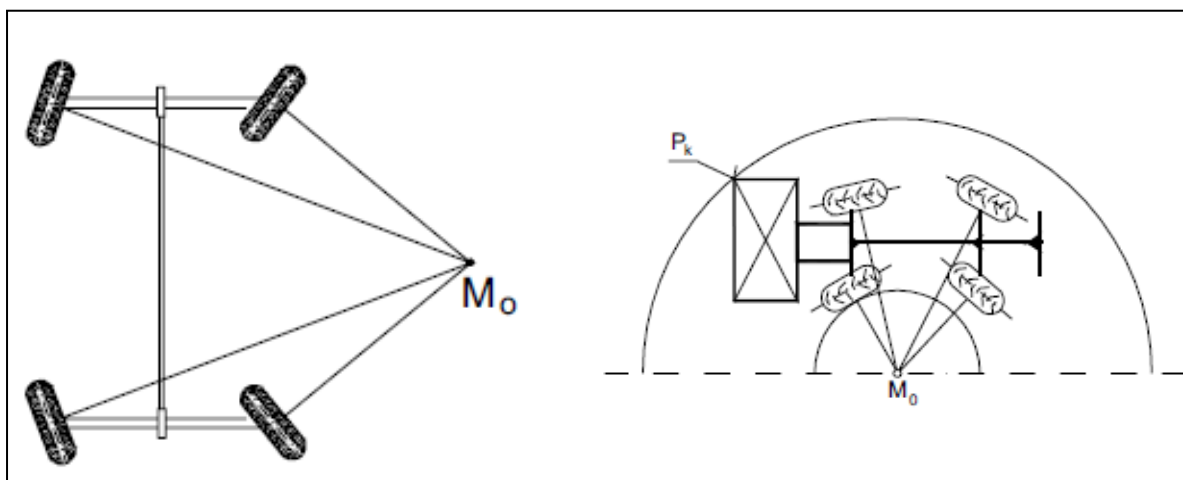
Слика 5: Предња осовина управљива и маневарска способност [4]

На слици 5 је приказан Акерман систем заокретања двоосовинског возила. На овом возилу предња оsovина је управљива. Приликом заокретања возила у десну страну, угао десног точка је већи од угла левог точка и обрнуто. Овим се смањује радијус заокретања возила.



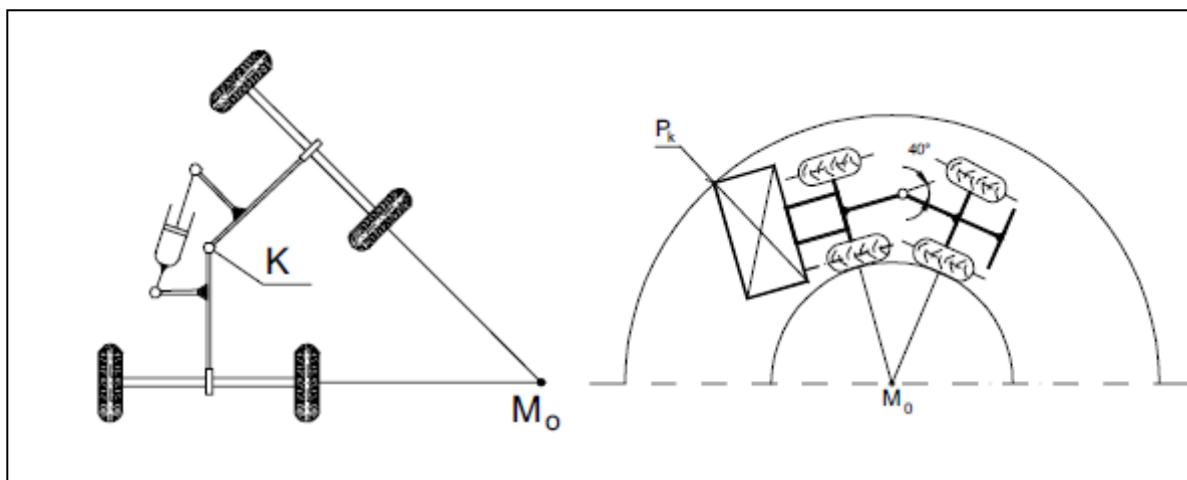
Слика 6: Задња оsovина управљива и маневарска способност [4]

На слици 6 је такође приказан Акерман управљање за двоосовинско возило, али са управљањем на задњој оsovини. Ова возила се најчешће користе на малим просторима, углавном за унутрашњи транспорт. У овом случају као и на слици 5 су различити углови управљивих точкава при заокретању.



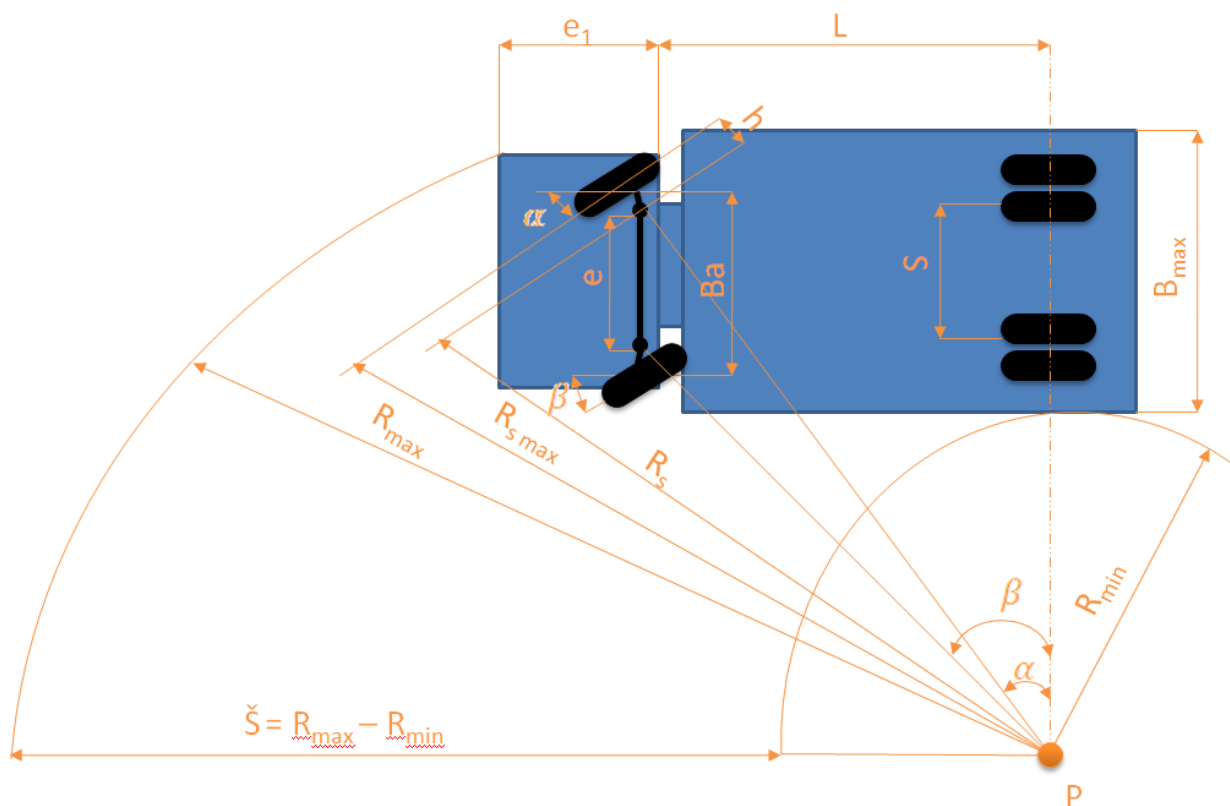
Слика 7: Обе оsovине управљиве и маневарска способност [4]

На слици 7 је приказано двоосовинско возило са управљањем на обе оsovине. Ово возило је веома нестабилно, те му је брзина кретања мала. Због управљивости обе оsovине овог возила, радијус заокретања је најмањи од свих начина заокретања.



Слика 8: Зглобни утоваривач точкаш и маневарска способност [4]

На слици 8 је приказан зглобни утоваривач. Карактеристичан је по томе што осовине нису управљиве, већ возило скреће уз помоћ зглоба на средини возила.



Слика 8: Круг заокрета трагова точкова двоосовинског возила [5]

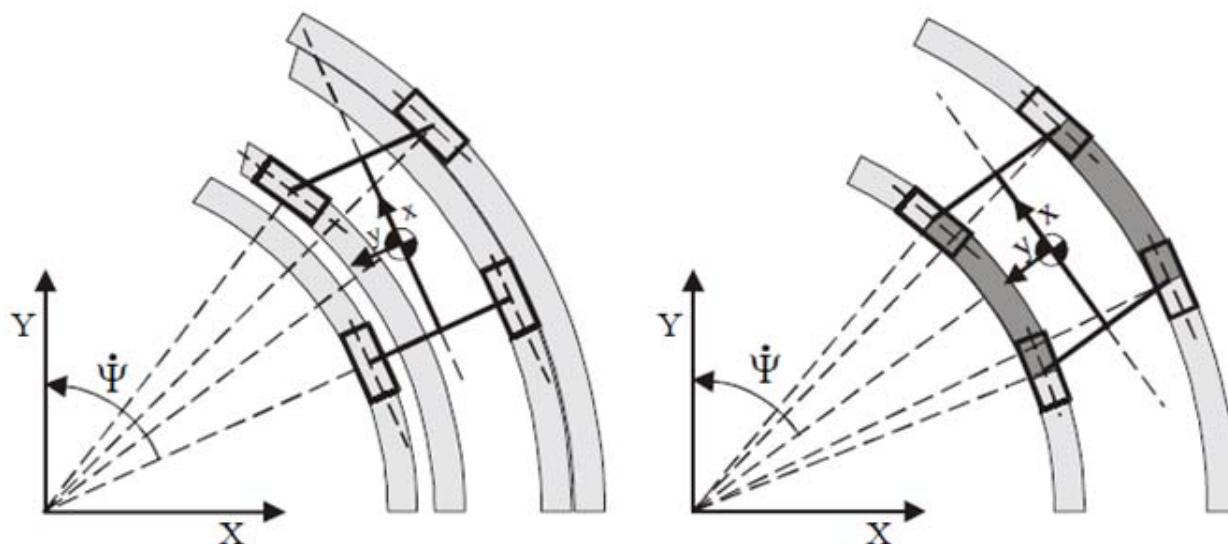
Основне геометријске карактеристике заокретања су центар заокретања, траг заокретања, полупречник заокретања, круг заокретања.

Центар заокретања, P је тачка око које се сви делови возила заокрећу описујући кружни лук константног полупречника. Код двоосовинских теретних возила код којих су осовине паралелне, међусобно растојање се сматра нормалним у односу на центар заокретања.

Полупречник круга $R_{\max}$ је полупречник који описује најистуренија тачка на возилу при највећем заокретању возила, односно тачка која је најудаљенија од центра заокретања.

Круг заокрета трагова точкова, $R_{s\max}$, представља полупречник круга који описује спољашњи управљани точак на стајној површини при највећем заокретању управљачких точкова. На слици 8, полупречник $R_{s\max}$ је приказан за десни точак возила који прави заокретање улево.

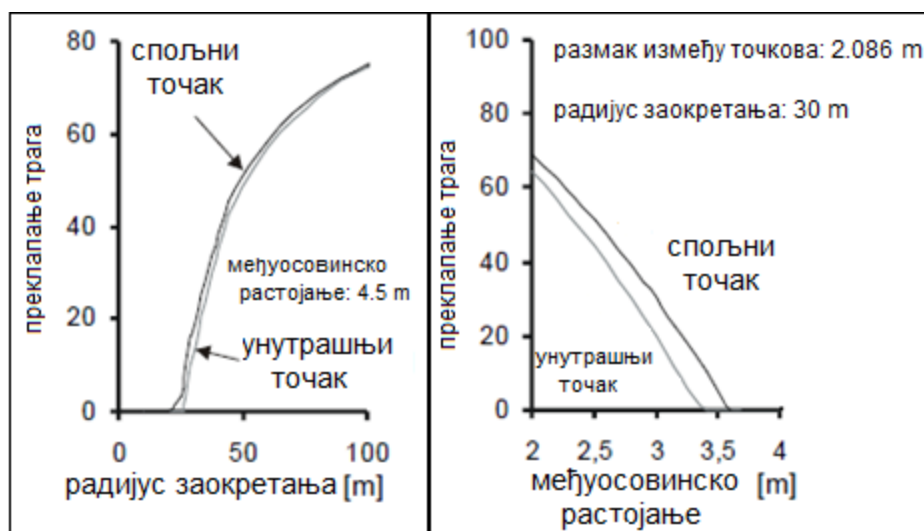
Полупречник $R_{\min}$ је полупречник трајекторије најближе тачке на возилу центру заокретања возила око тачке P .



Слика 9: (а) Возило са предњом управљивом осовином
(б) Возило са управљањем на обе осовинама [6]

На слици 9 је приказано двоосовинско возило у ситуацији константног скретања, коришћењем две различите управљачке конфигурације. Први случај, слика (а), показује возило са управљањем на предњој осовини, док други случај, слика (б) је са симетричним управљањем на свим точковима.

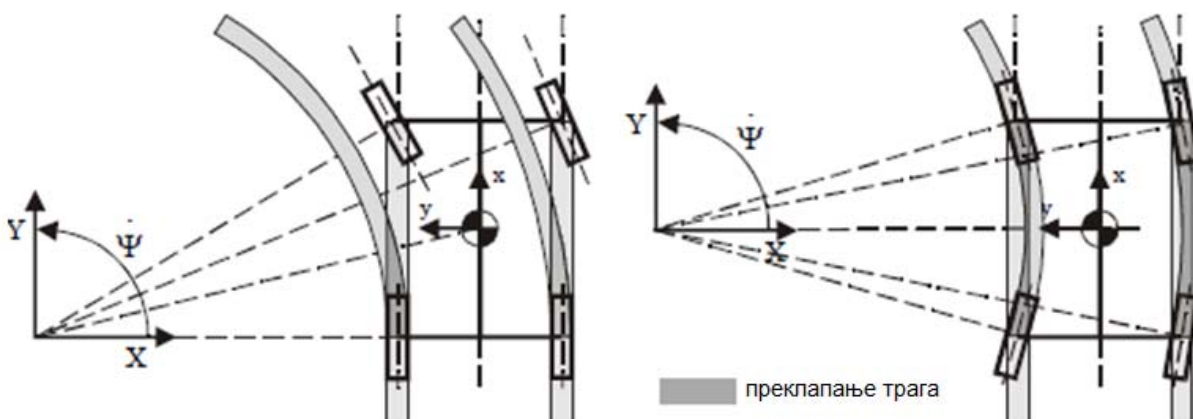
Друга конфигурација постиже преклапање стазе 100%. У првом случају услови су мало комплекснији. У зависности од пречника круга окретања, међуосовинско растојање, ширина трага и ширина преуматика се преклапа од 0% до скоро 100%. За возило са две осовине лако је израчунати ово преклапање стазе у зависности од наведених утицаја. [6]



Слика 10: Однос преклапања трагова тачкова и круга заокретања и међуосовинског растојања [6]

На слици 10 је приказана веза између круга заокретања и преклапања трага за возило двоосовинско са међуосовинским растојањем од 4.5 m. Као што се и очекивало, преклапање трага се повећава са порастом радијуса круга заокретања. Постоји разлика између спољњег и унутрашњег тачка. За спољни тачак прво преклапање може се уочити на радијусу заокретања на 20. метру, док се преклапање за унутрашњи тачак уочава на 25. метру. Овај однос везује дужина размака између тачкова.

Други важан утицај је међуосовинско растојање. На десном дијаграму на слици 10 је преклапање трага уцртано насупрот међуосовинског растојања за фиксни радијус окретања од 30 m. Као што се може видети, мало међуосовинско растојање може много да повећа преклапање трага.



Слика 11: Понашање два различита двоосовинска возила при нагом скретању [6]

На слици 11 је приказана ситуација наглог скретања возила са различитим начинима управљања: једна осовина управљива (слика лево) и обе управљиве осовине (слика десно). Претпоставља се да се возило зауставило испред кривине, пре него што је постављен фиксни угао точкова, те је скретање започето. Угао точкова је постављен тако да се у оба случаја постигне исти радијус окретања.

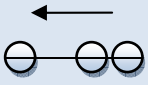
У првом случају, случају стандардне ситуације када је предња осовина управљива, преклапање трагова се смањује са повећањем угла скретања са 100 % на 0 %. Ово значи, да за мале углове скретања промена области преклапања је мала. Конфигурација са управљањем на свим точковима такође почиње од 100 %, брзо се смањује до скоро до нуле (лева страна возила) и поново расте до 100 %. Ови резултати указују, да за веће управљачке способности, конфигурација са управљањем на свим токовима може да проузрокује већи отпор котрљању од стандардне конфигурације.

2.0 Троосовинска возила

3.0

Троосовинска возила су често возила велике носивости и вучне снаге (камиони, тегљачи), индустријске машине (грејдери, дампера), војна возила (разни транспортери и камиони специјалних намена).

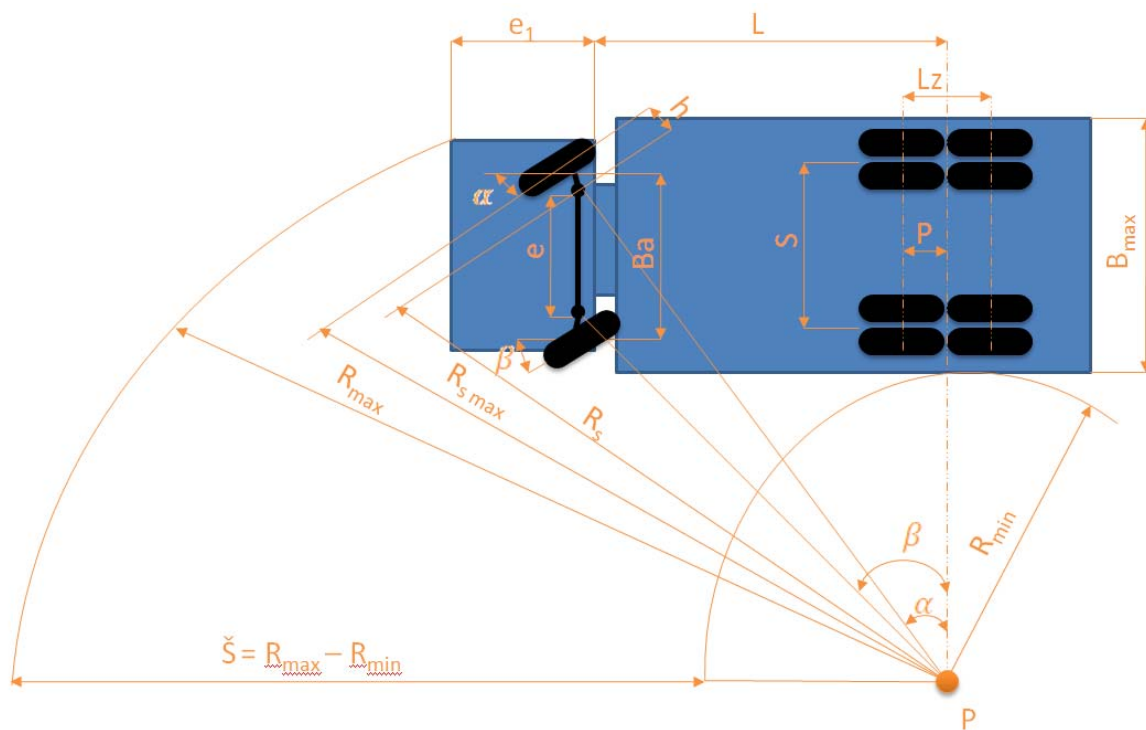
Код ових возила управљивост такође може бити на различитим осовинама: предња осовина управљива, задње погонске (или све осовине три погонске); предња осовина управљива, задња помаже управљивости (чест случај код дугих возила, нпр. зглобни аутобус).

	Шема распореда осовина	Погонски тип точкова	Распоред осовина	Формула управљања осовина	Формула расподеле погона	Намена и проходност
I		6 x 4	1 – 2	1 – 00	023	возила норм. и повишене прох.
		6 x 2	1 – 2	1 – 00	020	возила норм. 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	возила високе проходности
III		6 x 6	2 – 1	12 – 0	123	возила специјалне намене

Табела 2: Размештај осовина и погона троосовинских возила [1]



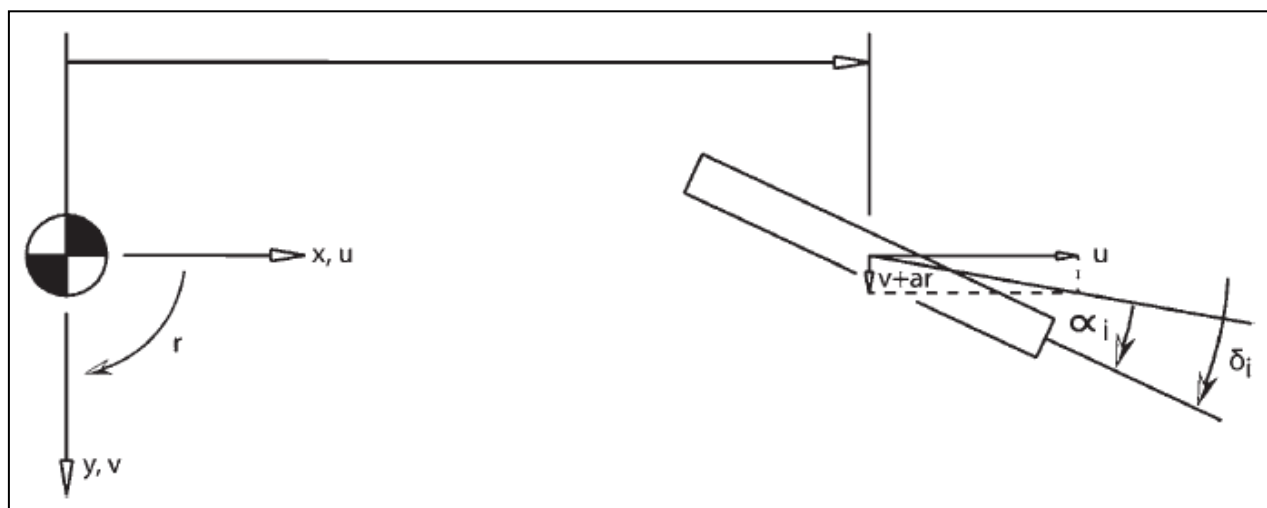
Слика 12: Троосовинско возило високе проходности [8]



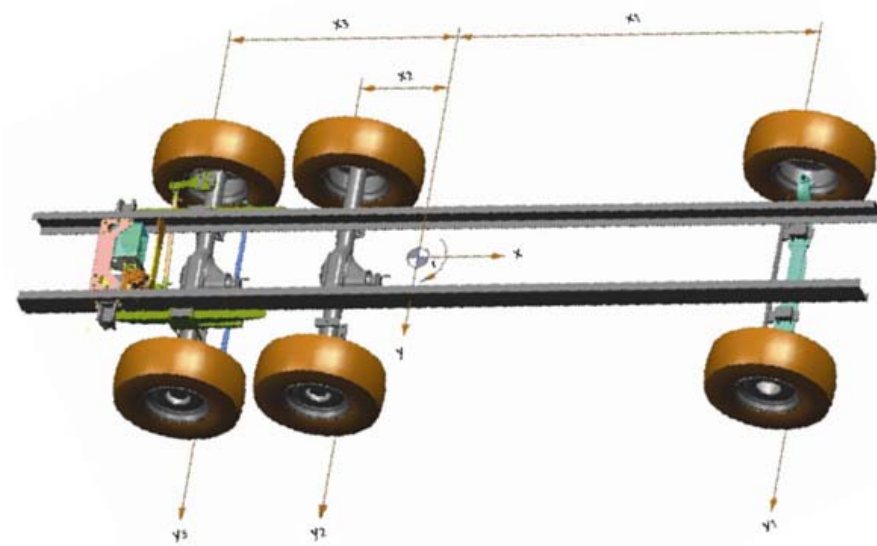
Слика 13: Круг заокрета трагова точкова троосовинског возила [5]

3.1 Модел управљања троосовинског возила

Занемарујући аеродинамичке ефекте, основне силе које утичу на кретање возила са точковима се преносе преко пнеуматика. Ако возило не убрзава континуално, те силе се могу сматрати пропорционално угаоној разлици између вектора брзине пнеуматика и централне линије тог пнеуматика. Ако се вектор брзине преуматика поклапа са његовом централном линијом, пнеуматик се слободно котрља и нема генерисања сила са стране. Предњи пнеуматик је усмерен ка померању δ_1 (слика 14) и лоциран је на дистанци X_1 испред центра гравитације возила (слика 15).



Слика 14: Геометрија угла клизања [8]



Слика 15: Троосовинско возило [8]

Код типичног двоосовинског возила, задња осовина се не користи за управљање и налази се на удаљености X_2 иза центра гравитације. С обзиром да је оса позитивно дефинисана у смеру од центра гравитације ка предњем делу возила и налази се на централној линији возила, вредност X_2 има негативан знак, јер се налази иза центра гравитације. Дефинисајући знак минус испред X_2 , бочна сила F_i генерисана пнеуматиком лоцираном на удаљености X_i од центра гравитације возила, израчунава се према обрасцу [8]:

$$F_i = C_i \left(\delta_i - \frac{v + X_i r}{u} \right) \quad (1)$$

C_i – крутост пнеуматика

V – бочна брзина возила

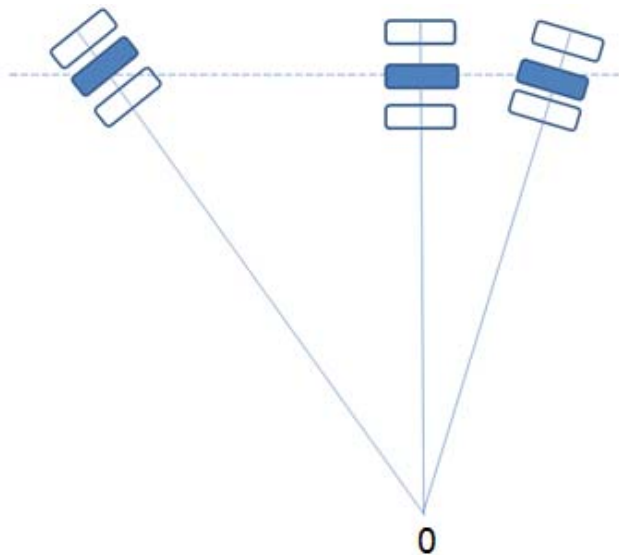
u – подужна брзина возила

r – угао заокретања око вертикалне осе

Фиксна трећа осовина може бити додата класичном моделу коришћењем опште једначине бочне силе:

$$m(\dot{v} + ur) = \sum F_i \quad (2)$$

Ефекат упарених точкова који се обично користи на задњим осовинама је занемарен. Занимљива веза између управљања предњом и задњом осовином је када се точкови на задњој осовини окренути тако да су нормални у односу на линију од њиховог центра до тачке дефинисане пресецањем линије нормалне у односу на примарну управљачку осовину и фиксну другу осовину, као што је приказано на слици:



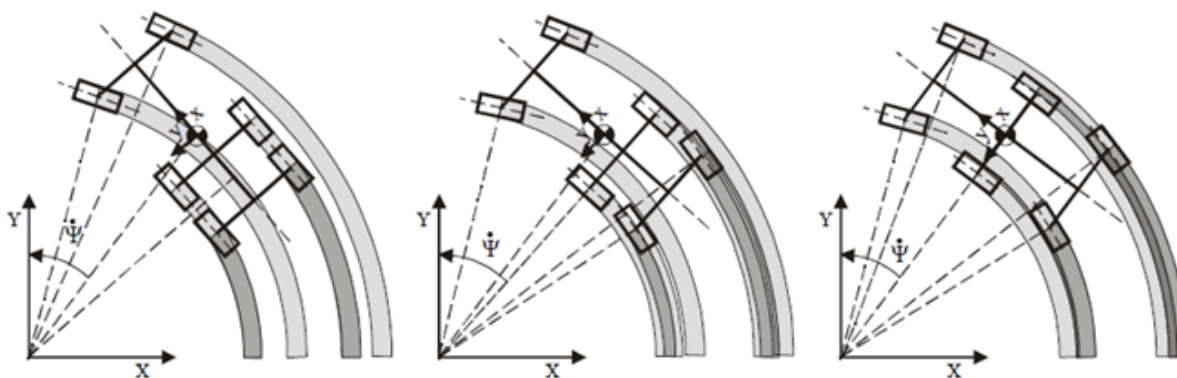
Слика 16: Заокретање управљивом предњом и задњом осовином [8]

Ова веза се може изразити као однос међуосовинског растојања према обрасцу [8]:

$$\delta_3 = -\frac{X_2 - X_3}{X_1 - X_2} \delta_1 \quad (3)$$

Када се управља задњом осовином на овај начин, оса која произилази из неуправљиве друге осовине и пресеца центар скретања. На малим брзинама све осовине имају занемарљиво клизање. Целокупна фрикциона способност точкова се може користити за убрзање или кочење возила. На малим брзинама возило у суштини скреће око друге осовине. Ако се возилом управља са трима осовинама, возило се може користити за маневар на малом простору.

Предложена конфигурација је најчешће користи у пракси јер је економичније и дозвољава минимално проклизавање на малим брзинама са управљањем на само две осовине, штедећи значајну суму за електронске компоненте управљачке осовине, а задржавајући сличне перформансе управљивости возилом.



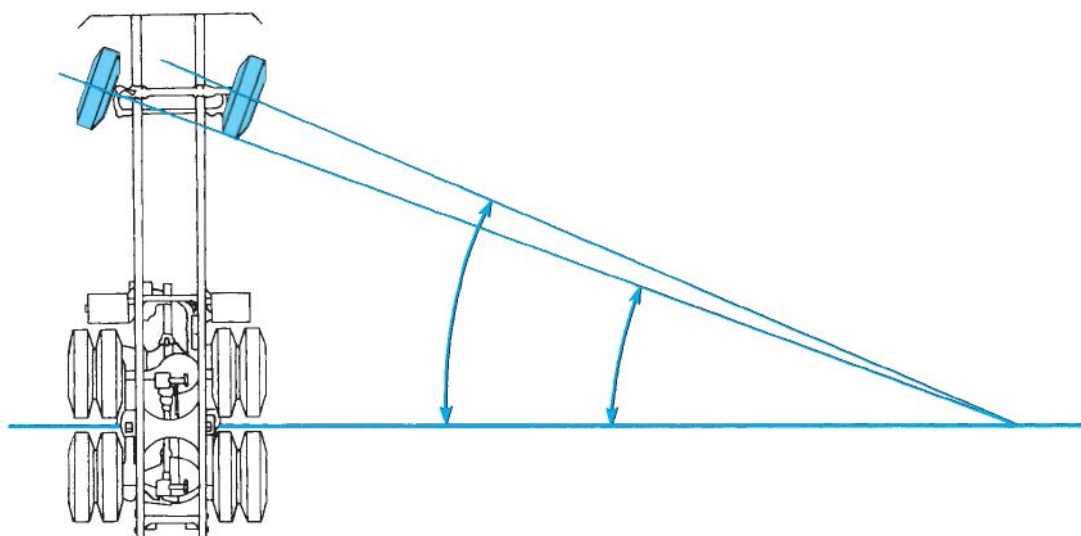
Слика 17: Трагови три различита типа троосовинских возила [6]

На слици 17 су приказане три различите варијанте управљањем троосовинским возилом. На првој слици је стандардна конфигурација са тандем осовином. Друга користи управљачку пратећу осовину и трећа је симетрична верзија са управљањем на првој и задњој осовини.

Прва конфигурација води до 100 % преклапања треће осовине, јер пресецајућа оса радијуса лежи између друге и треће осовине. У другој варијанти постоји велико преклапање између друге и треће осе и мало преклапање између прве и задње осе. У овом случају је мало међуосовинско растојаче између друге и треће осовине кључно. Трећа конфигурација је упоредива са симетричном конфигурацијом двоосовинског возила на слици 11, допуњено са додатном осовином. Овде је случај 100 % преклапања прве и последње осовине. Поред тога иза друге осовине се јављају два додатна трага. способности.

3.2 Акерман геометрија

Акерман геометрија је позната као пратећи траг точкова током заокретања. Током заокретања возилом, унутрашњи точак на управљачкој осовини мора да прави мањи круг од спољашњег точака. Другим речима, спољашњи точак мора да путује дуже због ширег лука који прати. Унутрашњи и спољашњи точкови се крећу у различитим угловима, тако да оба точка могу да изведу скретање без излизавана. Да би постигли Акерман угао, управљачка веза мора бити постављена тако да осовине управљачких точкова међусобно пресецају осу на задњој осовини. На тандемским покретачким осовинама, пресецајућа оса се налази између двеју покретачких осовина.



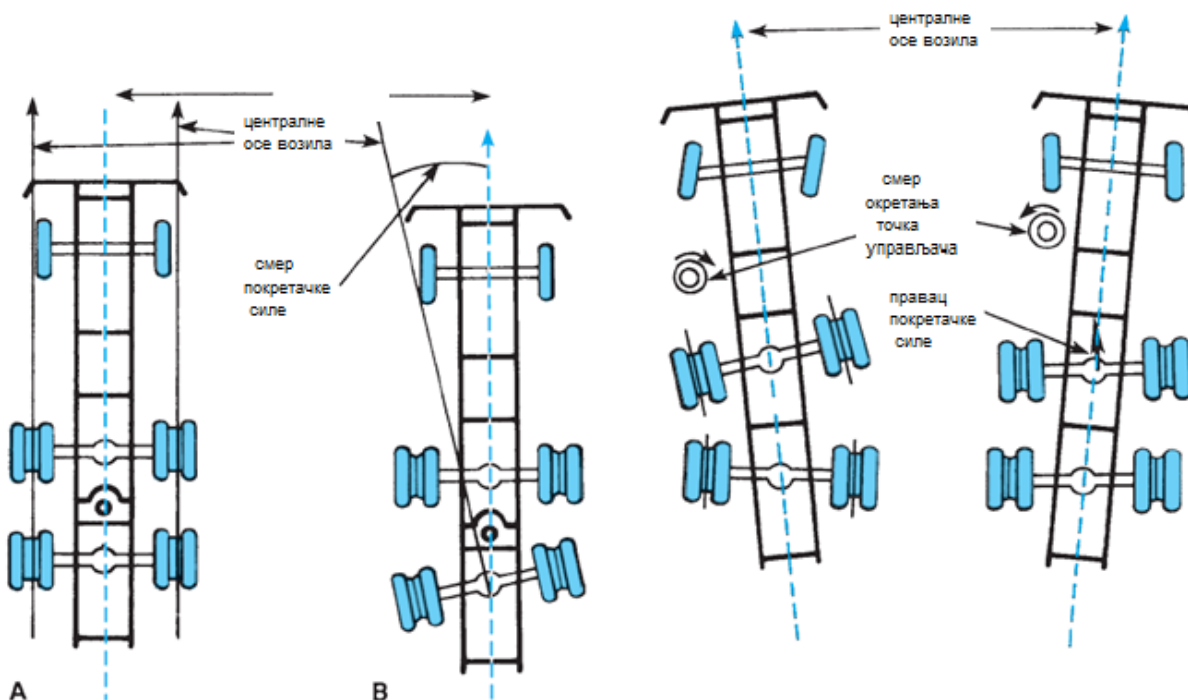
Слика 18: Пример Акерманове геометрије [9]

Акерман угао у управљачкој геометрији задужен је засавршене углове котрљања за оба управљива точка на само једном окретачком углу. Било који други угао окретања доводи до грешке, а величина зависи од дужине и нагиба повезујућих полуга (спона). За вишеосовинска возила, Акерман управљачка грешка мора бити најмања на малим угловима окретања, где се грешке осећају при већим брзинама кретања, што може проузроковати нестабилност возила. [9]

3.3. Поравнавање осовине

Када се возило праволинијски креће, све осе осовине треба да буду нормалне на централну осу возила, односно задњи тпчкови морају да праге траг предњих тчкова. У овом случају, правац покретачке силе створене на погонским тчковима мора бити паралелан са централном линијом возила (слика 19 А). Уколико се осовине не крећу нормално у односу на централну осу возила, задњи тчкови неће пратити траг предњих тчкова и правац покретачке силе створене на погонским тчковима ће одступати за одређен угао у односу на централну осу возила (слика 19 В).

Нецентрирани систем управљања доводи до смањење стабилности возила и интезивнијим трошењем пнеуматика и узрок је да возило предуправља приликом скретања у једном правцу, односно подуправља када скреће у другом правцу. Предуправљање је претерана реакција на унос управљачким системом, што резултује скретањем возила или бочним кретањем возила (слика 20).



Слика 19: Дobar и лош правац покретачке линије [9]

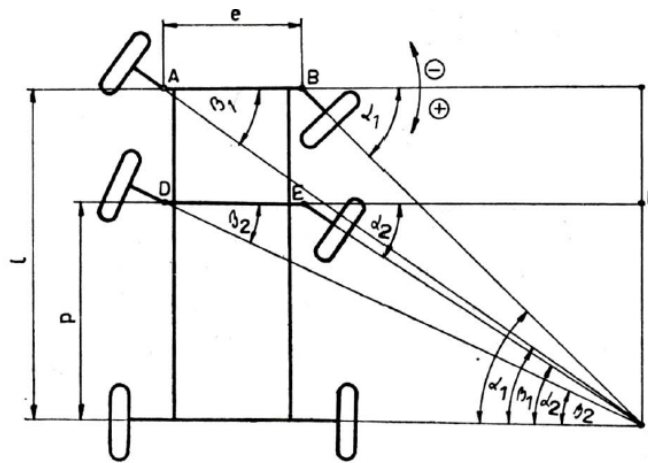
Слика 20: Типични проблем код возила са тандем осовином [9]

3.4 Троосовинско возило са две предње управљиве осовине

За друмско возило са две управљајуће предње осовине међусобна зависност углова заокретања точкова по осовинама се налази и из једнакости:

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \alpha_1 &= \frac{e}{l} \\ \operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \alpha_2 &= \frac{e}{p} \end{aligned} \quad (5)$$

где су чланови "p" и "l" одстојања управљајућих осовина од круте задње осовине, а члан "e" представља међусобно одстојање оса осовиница рукавца на обема управљајућим осовинама.



Слика 21: Заокретање троосовинског возила са две предње управљајуће осовине [5]

Корелација параметара међу управљајућим осовинама:

$$p \cdot \operatorname{ctg} \alpha_2 = l \cdot \operatorname{ctg} \alpha_1 \quad (6)$$

$$p \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 = l \cdot \operatorname{ctg} \beta_1$$

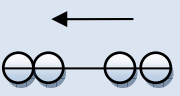
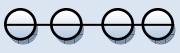
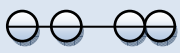
Iz druge jednačine sistema (5) sledi:

$$\operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \alpha_2 = \frac{e}{l} \longrightarrow p \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 - p \cdot \operatorname{ctg} \alpha_2 = e$$

Заменом члана (6) у претходну једначину, следи међусобна зависност углова α_1 и β_2

$$\frac{p}{l} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \alpha_1 = \frac{e}{p} = \text{const} \quad (7)$$

4.0 Четвороосовинска возила

	Шема распореда осовина	Погонски тип точкова	Распоред осовина	Формула управљања осовина	Формула расподела погон.	Намена и проходност
I		8 x 4	2 – 2	12 – 00	0034	возила нормал. проходности
		8 x 6	2 – 2	12 – 00	1034	возила повиш. 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	возила високе проходности
III		8 x 8	1 – 2 – 1	1 – 00 – 1	1234	возила високе проходности
IV		8 x 8	1 – 1 – 2	1 – 2 – 00	1234	возила високе проходности

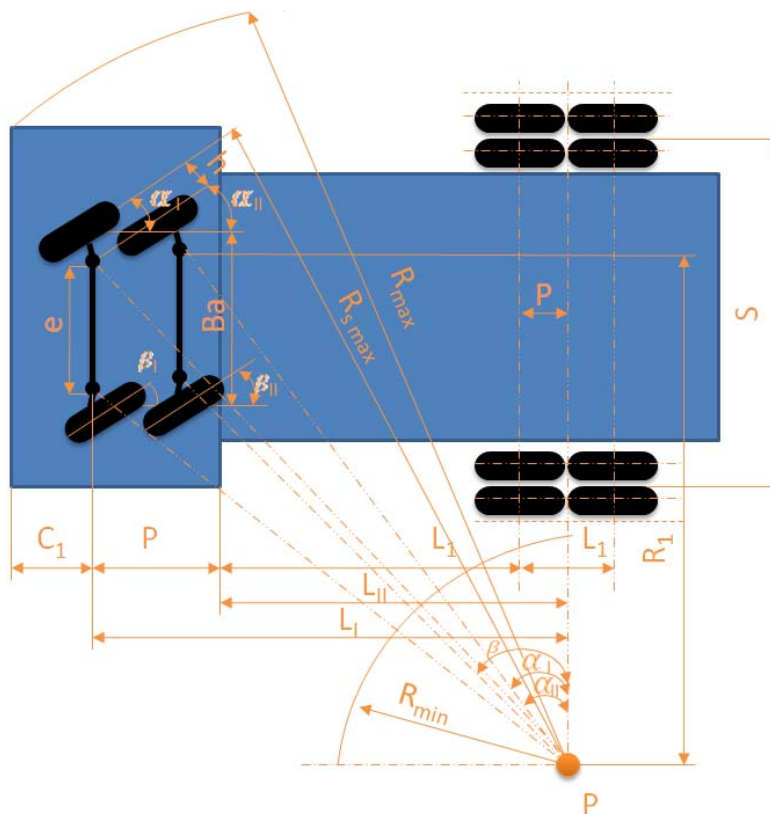
Табела 3: Размештај осовина и погона код четвороосовинских возила [1]

I – подељени распоред осовина

II – равномерни распоред осовина

III – распоред са средњим осовинама на блиском растојању

IV – неравномерни распоред осовина



Слика 22: Круг заокрета трагова точкова четвороосовинског возила [5]



Слика 23: "Mercedes – Benz Actros", четвороосовинско возило [7]

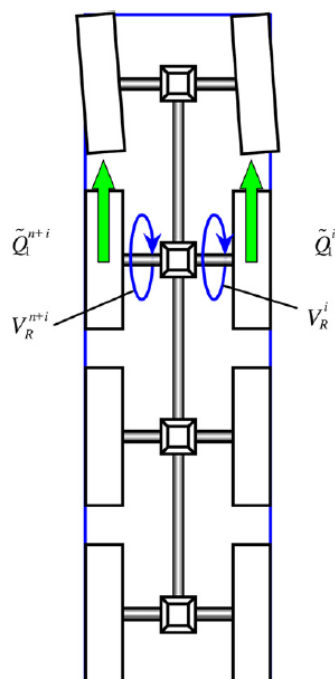


Слика 24: Четвороосовинско возило високе проходности, "Oshkosh M1070" [10]



Слика 24: Четвороосовинско специјално возило високе проходности, МАЗ 537" [11]

Како се покретачка сила преноси са мотора на точкове путем диференцијала, покретачка сила и ротациона брзина сваког точка погођена погонским механизмом. Овакав тип механизма за вишеосовинско возило је приказано на слици 26. Диференцијали су на свакој осовини да би једнако дистрибуирали исту вучну силу на оба точка исте осовине, док ротациона брзина точкова зависи од дужине пута које прелазе точкови.



Слика 26: Четвороосовинско возило са диференцијалима [12]

Особине диференцијала су математички изражене као једначине ограничења:

$$\begin{aligned} Q_1^i &= Q_1^{n+1} \\ V_R^i + V_R^{n+1} &= 2V_{RO} \end{aligned} \quad (8)$$

Где је Q_1^i вучна сила и подужна сила смицања на i – том пнеуматику, а V_{RO} је просечна периферна брзина пнеуматика. [12]

4.1 Експериментално извођење

Тестирања на терену су спроведена коришћењем возила у пуној величини. Перформансе скретања при малој брзини возила су процењена на бетонском тест полигону и на песковитој подлози. У тестирање је укључено четвороосовинско возило са предњим управљивим осовинама (возило А). Друго возило је Тадано "AF – 90", четвороосовинско возило, за све теренске услове, са свим управљивим осовинама, приказано на слици 27.

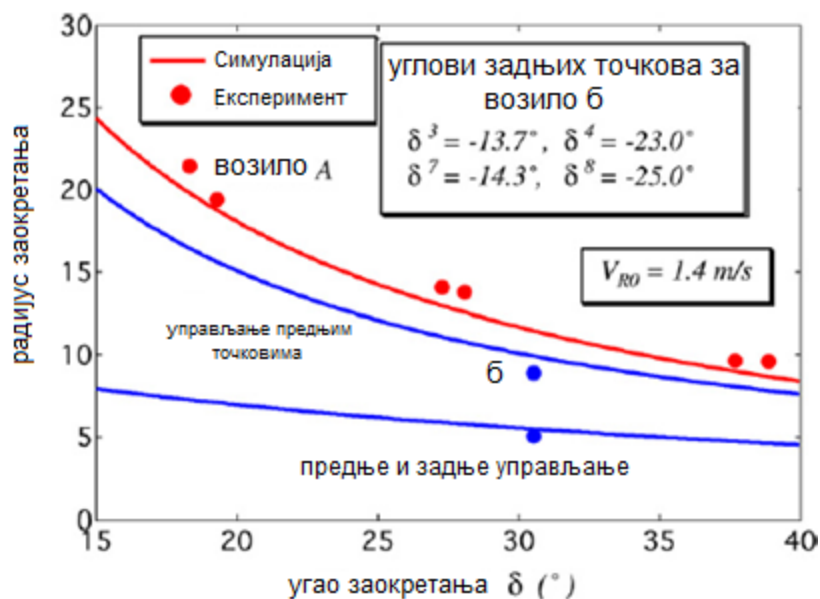


Слика 27: Четвороосовинско возило "Tadano AF – 90" [12]

Максимални коефицијет трења μ_0 зависи од услова подлоге. Коефицијент који је измерен на бетонском терену куда се кретало возило Б износи $\mu_0 = 0.6$, односно за возило А на пешчаној подлози коефицијент трења је износио $\mu_0 = 0.8$. На теренским тестовима су испитана два типа управљања: један је био управљање уз помоћ четири предња точка, а други уз помоћ свих точкова.

На дијаграму на слици 28 је приказан експериментални резултат зависности радијуса окретања и угла заокретања управљачких точкова. Параметар δ показује просечан угао управљања предњих точкова, а за управљање на свим точковима, углови задња четири точка су фиксирани на максимуму њихове управљачке способности. На дијаграму се види да се радијус окретања оба возила смањује како се повећава угао управљања.

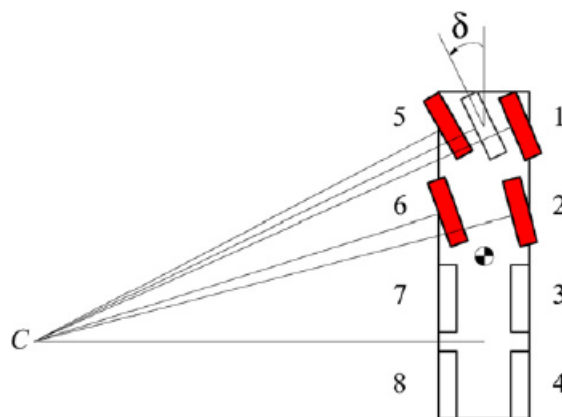
Нижa линија возила В показује резултате управљања на свим точковима са задњим угловима $\delta^3 = -13.7^\circ$, $\delta^4 = -23.0^\circ$, $\delta^7 = -14.3^\circ$, $\delta^8 = -25.0^\circ$



Слика 28: Веза између радијуса и угла заокретања [12]

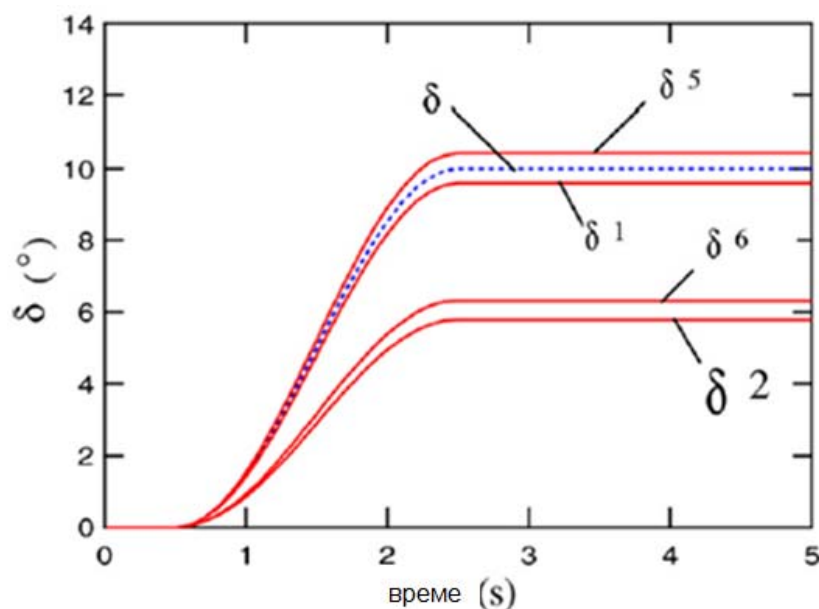
4.2 Нумеричка симулација и резултати возила са управљањем на четири точка

Да би проценили карактеристике заокретања четвороосовинског возила, нумеричка симулација је извршена коришћењем спецификација возила у пуној величини. Маса возила износи $m = 25\,00 \text{ kg}$, а центар масе је лоциран у геометријском центру. Одређивање угла управљања сваког точка је приказано на слици 29 у случају када су прва и друга оsovина управљиве ("4WS – four wheel steering", односно управљање помоћу четири точка). [12]



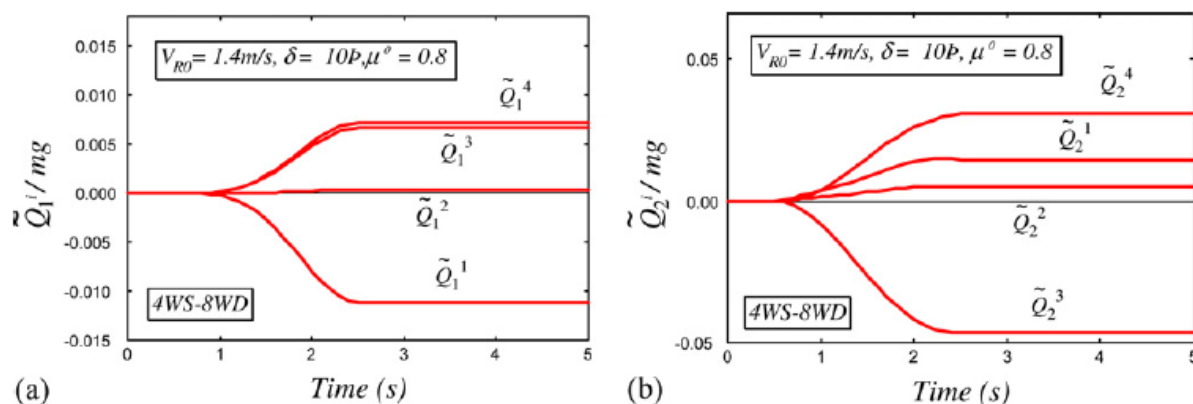
Слика 29: Веза углова заокретања код возила са 4 управљива точка [12]

Управљачки угао сваког точка δ_i се може добити геометријским путем тако да сви точкови имају управљачки центар C на средини линије између треће и четврте осовине, односно на сличан начин Акермановом начину одређивања угла. У овој симулацији је замишљено да постоји точак на средини између два точка на првој осовини, а угао имагинарног точка је δ и представља просечан угао предњих точкова.



Слика 30: Пример мењања управљачких углова по времену [12]

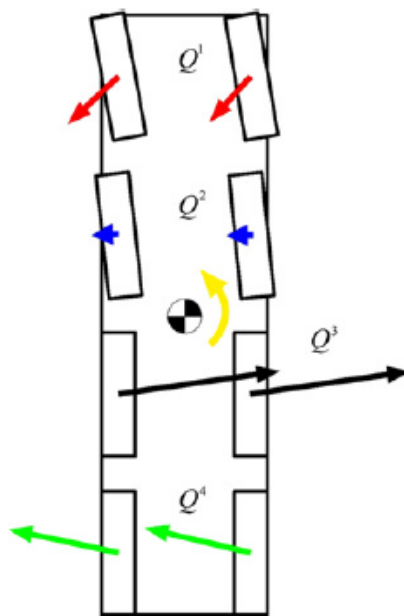
На слици 30 су приказани управљачки углови насупрот времену које се користи у симулацијама. Модел возила почиње на почетку да убрзава, за две секунде до брзине точка $V_{R0} = 1.4 \text{ m/s}$ (на слици временска оса почиње у овој тачки) и након 0.5 s праволинијског кретања, возило почиње да скреће ка максималном углу сретања $\delta = 10^\circ$.



Слика 31: Промена фрикционе силе: подужне (слика а) и бочне силе (слика б) [12]

Слика **а** и **б** показују недимензионалну подужну силу $\tilde{Q}_1^i/mg$ и бочну силу $\tilde{Q}_2^i/mg$ на точковима при просечној брзини $V_{ro} = 1.4 \text{ m/s}$, при максималном коефицијенту пријањања $\mu_0 = 0.8$.

Шема сила трења које делују на возило у датом стању је приказана на слици 32:

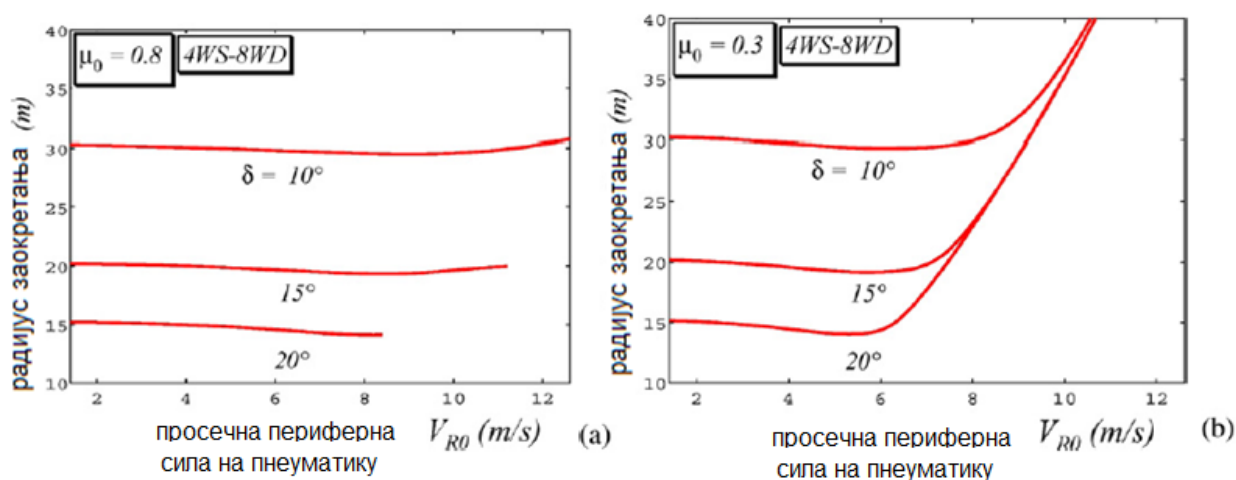


Слика 32: Силе пријањања које делују на точкове при малим брзинама [12]

У случају возила са диференцијалом, сила пријањања на левом и десном точку је једнака. То значи да подужна сила на првој осовини делује у супротном смеру, односно вучна сила делује на точкове. Бочна сила на трећој осовини је много већа од сила на првој и другој осовини. Уз помоћ нумеричких резултата дошло се до закључка да је угао клизања точкова

на трећој осовини велики и супротног је правца од осталих точкова. Овај нумерички резултат је конзистентан са чињеницом да код четвороосовинског возила, треће пнеуматика на трећој осовини је највеће.

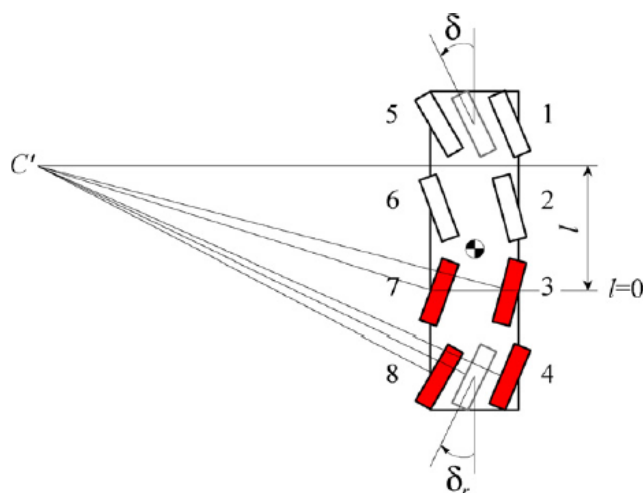
На слици 33 је приказана веза између брзине возила и радијуса заокретања, где је максимални коефицијент трења $\mu_0 = 0.8$ и $\mu_0 = 0.3$. При вишем коефицијенту трења, радијус окретања је повезан са брзином кретања возила. Међутим, у случају малог коефицијента, радијус окретања расте на већим брзинама, као што је приказано на десној слици.



Слика 33: Веза између брзине кретања возила и радијуса окретања [12]

4.3 Ефекти управљања на задњим точковима на карактеристике скретања

Радијус окретања возила при малим брзинама ће се смањити уколико се задњи точкови окрену у супротном правцу од предњих точкова. На слици 34 је приказан управљачки радијус када су точкови на трећој и четвртој осовини инверзно окренути у односу на предње точкове:

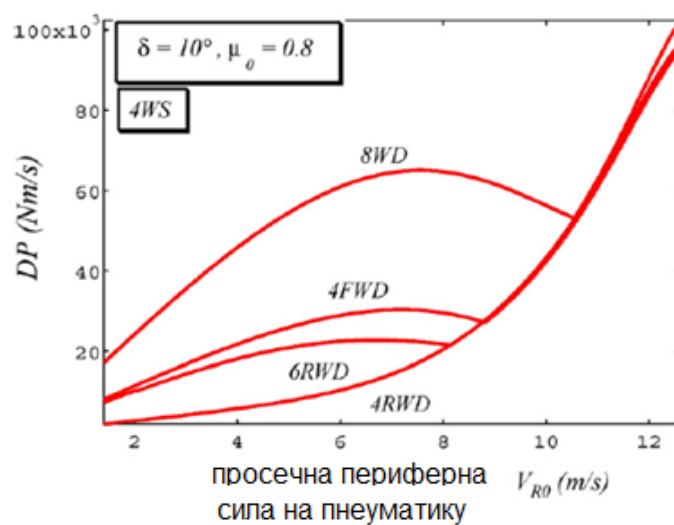


Слика 34: Углови задњих управљивих точкова [12]

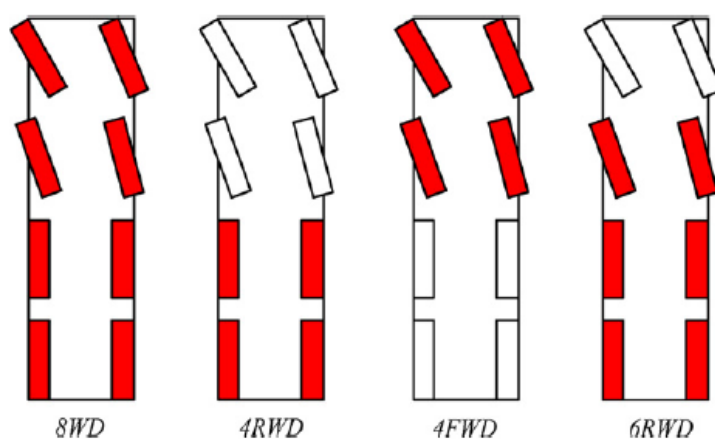
Управљачки углови задњих точкова су одређени за управљачки центар на линији I испред и паралелно са трећом осовином. Просечан управљачки угао задњих точкова δ_r је дефинисан као замишљен точак у средини на четвртој осовини, као што је приказано на слици 34.

4.5 Утицај погонских система за потребну силу скретања

На слици су приказани утицаји разних погонских система на потребну моћ заокретања. Модел возила са различитим погонским системима је приказан на слици 35.



Слика 35: Потребна моћ заокретања код различитих типова управљања [12]



Слика 36: Четвороосовинска возила са различитим типовима управљања [12]

Модел возила са различитим погонским системима је приказан на слици 36. Да би одредили потребну снагу током маневра скретања, користимо образац:

$$DP = \sum_{i=1}^{2n} \left| \tilde{Q}_1^i V_R^i \right| \quad (9)$$

Потребна снага за скретање возила са управљањем на четири точка (4WS) је израчуната за конфигурацију погоном на свим точковима (8WD), предња четири погонска точка (4FWD), задња четири погонска точка (4RWD) и задњих шест погонских точкова (6RWD), као што је приказано на слици 35. Према слици можемо закључити да је за возило "8WD" потребно више снаге у поређењу са другим погонским конфигурацијама. У случају "4WD", губитак снаге је мањи и могуће је скренути са више ефикасности.

На основу претходно реченог, можемо закључити:

Предложени нумерички модел може бити коришћен да се процени кретање вишеосовинских возила. Управљачке карактеристике возила са малим коифицијентом трења указују на подуправљање.

Задње управљање значајно утиче на карактеристике скретања. Међутим, позиција управљачког центра има мало ефекта на радијус окретања.

Скретање и потребна снага су под утицајем задњег управљачког система. Губитак снаге возила са погоном на задња четири точка је мање од осталих конфигурација скретања.

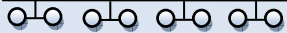
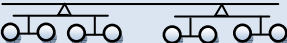
5.0 Прикључна возила

	Шема распореда	Број слободе кретања	Формула точкова	Формула управљајућих слогова
I		једна у хор. равни једна у вер. равни	6 x 6 8 x 8	1 – 0 – 0 1 – 0 – 3 12 – 00
II		2 ili 3	8 x 8 16 x 16	12 – 34 1200 – 5600

Табела 4: Конструктивна решења размештаја слогова код вишеосовинских возила [1]

I – приколични тип

II – слогови са појединачним седлима

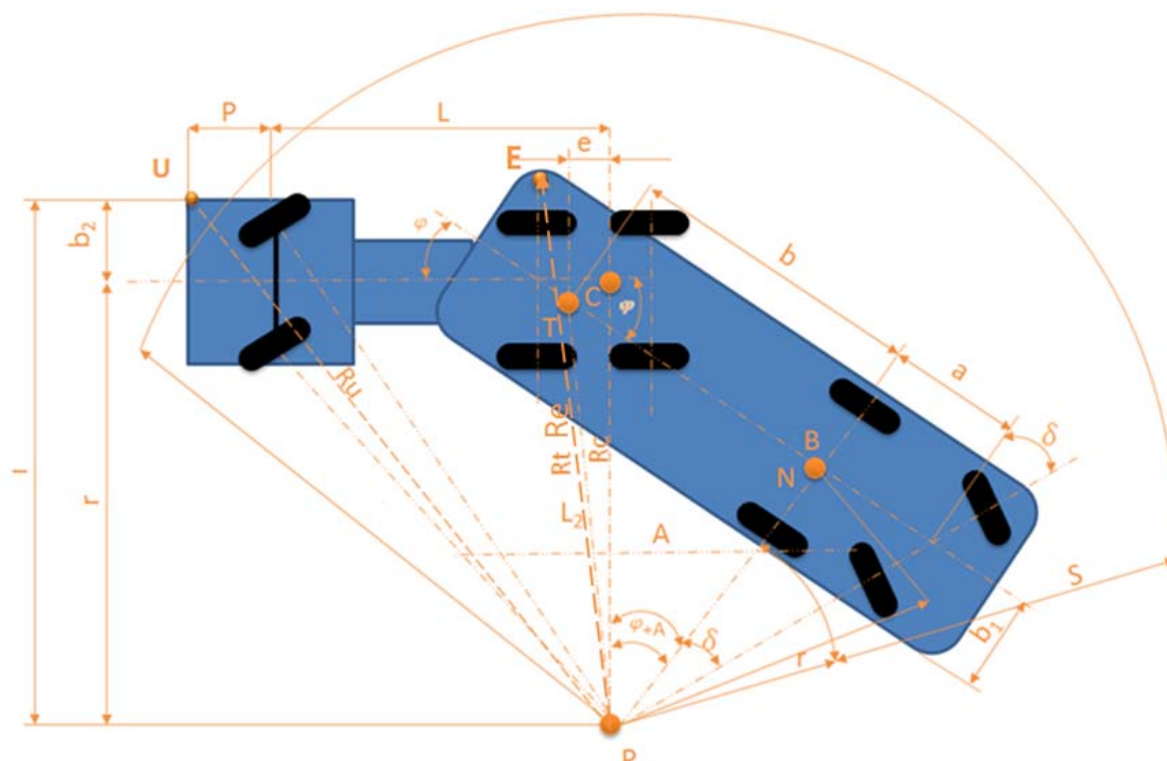
	Шема распореда	Намена и проходност
I		спец. возила повећане прох. и спец. приколице
II		spec. vozila povećane proh. i spec. prikolicе
III		спец. возила повећане прох. и спец. приколице

Табела 5: Размештај осовина специјалних самоходних возила и приколица [1]

I – равномерни распоред осовина

II – зглобни тип возила

III – равномерни распоред осовина са вучно – носећим седлима



Слика 37: Заокретање вучног спрега тегљаг – полуприколица [5]

полупречник трајекторије спољашне најистуреније тачке тегљача R_u

полупречник трајекторије спољашне најистуреније тачке полуприколице R_e

полупречник трајекторије стожера R_t

полупречник трајекторије средишта осовине полуприколице R_b

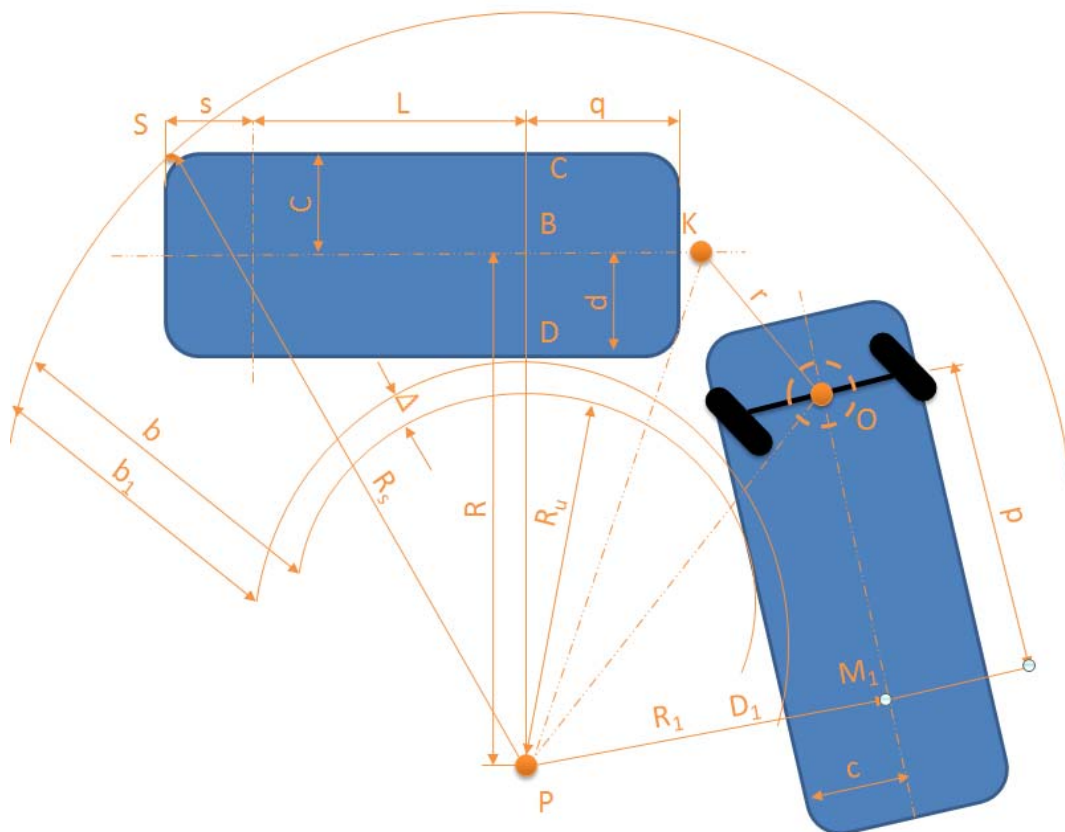
полуширине тегљача и полуприколице b_1, b_2

растојање од осе стожера седла до средиште задње осовине тегљача e

растојање од ивице тегљача до осе предње осовине тегљача p

Кинематски захтев за остваривање управљање полуприколицом:

$$\delta = \text{acrctg} \frac{b}{a} \text{ctg} \left[\varphi + \text{arctg} \frac{\sin \varphi}{\frac{b}{e} - \cos \varphi} \right] \quad (10)$$



Слика 38: Заокретање вучног спрега тегљаг – приколица [5]

Одступање трајекторије тачке **D** на камиону од тачке **D₁** на приколици:

$$\Delta = (\mathbf{R} - \mathbf{d}) - (\mathbf{R}_1 - \mathbf{e}) \quad (11)$$

за $\mathbf{d} \approx \mathbf{e}$ биће:

$$\Delta = \mathbf{R} - \mathbf{R}_1 \quad (12)$$

Потребна ширина пута износи:

$$\mathbf{b} = \mathbf{R}_s - (\mathbf{R}_1 - \mathbf{e}) = \mathbf{R}_s - \mathbf{R}_u \quad (13)$$

На основу правоуглих троуглова са слике 38:

$$\text{CPS:} \quad R_s^2 = (s + l)^2 + (R + c)^2 \quad (14)$$

$$\text{M}_1\text{PO:} \quad R_{12}^2 = (R_u + e)^2 = \overline{OP}^2 - P^2 \quad (15)$$

$$\text{KPO:} \quad \overline{OP}^2 = \overline{KP}^2 - r^2 \quad (16)$$

$$\text{BPK:} \quad \overline{KP}^2 = R^2 + q^2 \quad (17)$$

Из једначина (15) и (17) добијамо:

$$(R_u + e)^2 = R^2 + q^2 - r^2 - p^2 \quad (18)$$

На основу једначина (14) и (18) за $R_u = 5.3 \text{ m}$, тј. за спољашни полупречник $R_s = 12 \text{ m}$:

$$R_s^2 = [\sqrt{(5.3 + e)^2 - (q^2 - r)^2 + p^2 + c}]^2 + (l + s)^2 \leq 144 \quad (19)$$

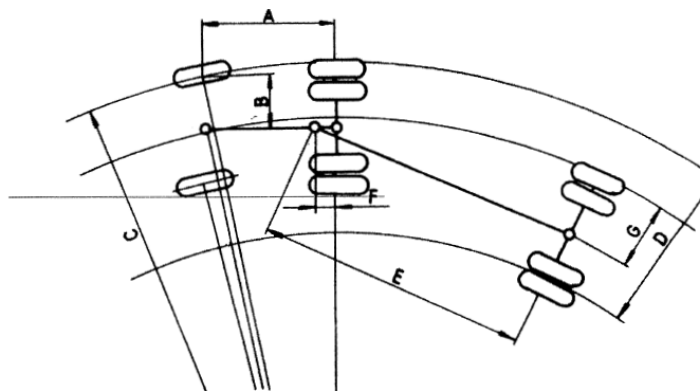
Овим закључујемо да задњи препуст приколице не утиче на проходност вучног воза, јер се са променом величине овог препуста не мења потребна ширина пута.

5.1 Методе одређивања величина праћења трага

Способност заокретања је у уској вези са способношћу праћења трагова. Величина којом се одређује праћење трага код полуприкоца је разлика у полупречницима повученим од средишта заокретања, до средње линије возила, тамо где она сече предњу и задњу осовину возила. У пракси, одређивање праћења трага се врши на кривинама пута којима је познат полупречнич заокретања.

Постоје две методе помоћу којих се може одредити величина праћења трага: **аналитичка** (математичка метода) и **графичка метода**.

5.1.1 Математичка метода



Слика 39: Математичко одређивање величина праћења трага [5]

Величине које су потребне за математичко одређивање трага:

- A** – осовинско растојање
- B** – траг предњег точка
- C** – полупречник закретања
- D** – траг закретања
- E** – растојање чепа полуприколице до задње осовине полуприколице
- F** – растојање чепа полуприколице до задње осовине вучног возила
- G** – величина праћења трага

За математичко одређивање величине праћења трага користимо образац:

$$G = \sqrt{A^2 + (\sqrt{C^2 - A^2} - B)^2} - \sqrt{D^2 + (\sqrt{C^2 - A^2} - B)^2} - E^2 \quad (20)$$

Резултат добијен овим изразом, под условом да нема клизања пнеуматика, није у потпуној корелацији са експерименталним резултатима. Величина клизања се мења услед многих фактора као што су: услови пута, величина храпавости тла, брзине возила и квалитет пнеуматика и поред тога, резултати добијени математичком методом су довољно тачни. Очигледно је да приликом заокретања са екстремно малим полупречницима праћење трага може да надмаши полупречник заокретања када је центар заокретања унутар задње осовине.

5.1.2 Графичка метода

Поред математичке методе, постоји и графички начин одређивања праћења трагова. Графичка метода је лакша и тачнија од математичке. На слици 39 су дате потребне димензије, а кораци за одређивање су нумерички обележени на слици 40:

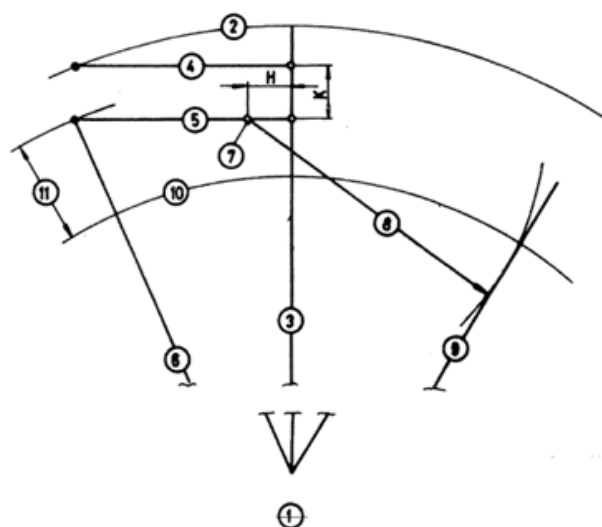
Дате величине су:

- полупречник кривине спољњег руба пута
- осовинско растојање тегљача
- растојање точкова предње осовине
- растојање чепа полуприколице од задње осовине тегљача
- растојање средишта чепа до осовине полуприколице

Редослед операција за одређивање величине праћења трага је следећи:

1. Одреди се положај центра закретања
2. Опише се кружни лук око центра заокретања чији је полупречник једнак полупречнику кривина спољних ивица коловоза умањен за 300 mm
3. Повуче са полупречник од центра заокретања до тог лука

4. Повуче се нормала на полупречник (3) који сече кружни лук, на растојању од полупречника које је једнако осовинском растојању тегљача
5. Из тачке измерене унутар полупречника, на растојању једнаком половини распона точкова полуосовине, повлачи се линија паралелна нормали и једнаке дужине са нормалом. То је средња линија тегљача
6. Повлачи се полупречник од екстремне тачке (крај средње линије) до центра заокретања
7. Измери се растојање од полупречника (3) унутар дуге средње линије, које је једнако растојању средишта чепа полуприколице од задње осовине тегљача (4)
8. Око центра чепа опише се кружни лук према задњој страни чији је полупречник једнак растојању средишта седла до осовине полуприколице
9. Повлачи се полупречник од центра заокретања који тангира овај кружни лук. Тај полупречник је оса осовина полуприколице и тачка полупречника која додирује кружни лук који представља средину осовине полуприколице
10. Опише се кружни лук из центра заокретања кроз тангентну тачку тако да сече полупречник повучен из предње тачке средње линије тегљача
11. Растојање дуж тог полупречника између пресека са средњом линијом тегљача и унутрашњег лука је величина праћење трага



Слика 40: Графичко одређивање величина праћења трага [5]

5.2 Класификација уређаја за скретање приколица и полуприколица

На приколицама и полуприколицама данас се примењују различита конструкцијска решења уређаја за заокретање. Повећање носивости, броја осовина, коришћење приколица и полуприколица за превоз разноврсних терета, условило је развој и израду нових конструкција уређаја за заокретање. При избору одговарајуће најповољније конструкције уређаја за заокретање треба обратити пажњу на:

- Карактеру везе између јединице аутовоза
- Карактеру услова рада и конструкцијским параметрима уређаја за заокретање
- Могућностима остварења управљања
- Броју и распореду управљачких осовина
- Врсти преносног система управљања

По карактеру везе између јединица аутовоза одређене су конструкцијом уређаја за заокретање прикључних јединица, па се исте могу поделити на две групе: **управљиве** и **неуправљиве**.

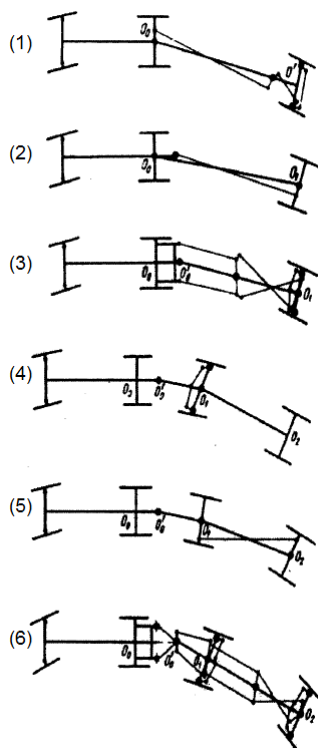
Помоћу управљивих уређаја за заокретање остварује се веза кинематских јединица у саставу једне транспортне јединице. Прикључне јединице са неуправљивим уређајима за заокретање примењују се у суштини као вертикални зглобови и обезбеђују покретљивост аутовоза у хоризонталној равни. У управљиве уређаје за заокретање убрајају се они који условљавају остварење управљиве везе између транспортних јединица. Код управљивих уређаја за закретање узајамни положај транспортних јединица при заокретању одређен је њиховим конструктивним параметрима, бројем управљивих осовина и величином преносних односа преносних система. Оптималним избором броја управљивих осовина могуће је умањити клизање кретаћа – точкова прикључног возила што при заокретању побољшава техничке и експлоатационе карактеристике аутовоза.

Физичка суштина управљачког дејства уређаја за заокретање састоји се у томе што се при заокретању на управљаним осовинама прикључне јединице јављају бочне силе, које се од тегљача предају на прикључну јединицу.

Под параметрима уређаја за заокретање подразумевају се такви показатељи везе јединице аутовоза, чија промена одређује рад уређаја за заокретање и изазива одговарајуће промене углова заокретања управљачких точкова или осовина.

Параметри су:

- Угао спајања аутовоза, односно угао између уздужне осе тегљача и приколице (полуприколице)
- Угао закретања руде, односно угао који образују уздужне осе руде и приколице.



Слика 41: Кинематске шеме везивања прикључних возила [13]

[1] – тегљач са полуприколицом

[2] и [3] – тегљач са једноосовинском приколицом

[1], [2] и [3] – тегљач са двоосовинском приколицом

O_0 – средина водеће осовине возила

O_0' – тачка прикључка

O_1 и O_2 – средина управљивих осовина прве и друге јединице

Управљиви уређаји за заокретање приколица приказани су на кинематским шемама (слика 41 [1, 2, 3 и 6.] чији је карактеристични параметар: угао спајања тегљача са прикључном јединицом, а на шемама 4 и 5, угао заокретања руде. У оба случаја заокретања управљивих точкова прикључне јединице у суштини је пропорционално углу спајања при чему коефицијент пропорционалности у целом дијапазону задатог параметра може бити променљив.

Угао спајања између тегљача и приколице користи се као параметар, углавном, при конструкцији закретљивих уређаја једноосовинских приколица и дугачких полуприколица, једноосовинских и двоосовинских приколица, зглобних аутобуса. Управљиви уређаји две и вишеосовинских приколица у већини случајева реагују на закретање руде приколице. Особина закретљивих уређаја двоосовинске приколице са свим управљивим точковима приказана је на слици 41 [6], где се директна веза приколице са рамом тегљача остварује у тачки O_0 , руда је слободна и аутовоз од три јединице (тегљач – руда – приколица) своди се на две јединице (тегљач – приколица).

На приколицама и полуприколицама већих носивости примењују се уређаји за заокретање са посебним системима управљања који могу блокирати у неутралном положају управљачке точкове, а њихово управљање се укључује само при закретању са малим полупречником, као и при кретању назад.

Према начину управљања уређаји за закретање приколица и полуприколица могу бити са:

- управљивим осовинама (осама)
- управљивим тоцковима.

Код конструкција уређаја за заокретање са управљивим осовинама исте се заједно са точковима заокрећу релативно у односу на рам приколице око вертикалне осе (обртно постоље) која пролази кроз тачку O_1 на шеми [2] и тачку O_2 на шеми [4]. Код конструкција закретљивих уређаја са управљивим тоцковима заокретање приколице и полуприколице остварује се заокретањем тоцова у односу на њихов неутрални положај.

6.0 Елементи управљачког механизма

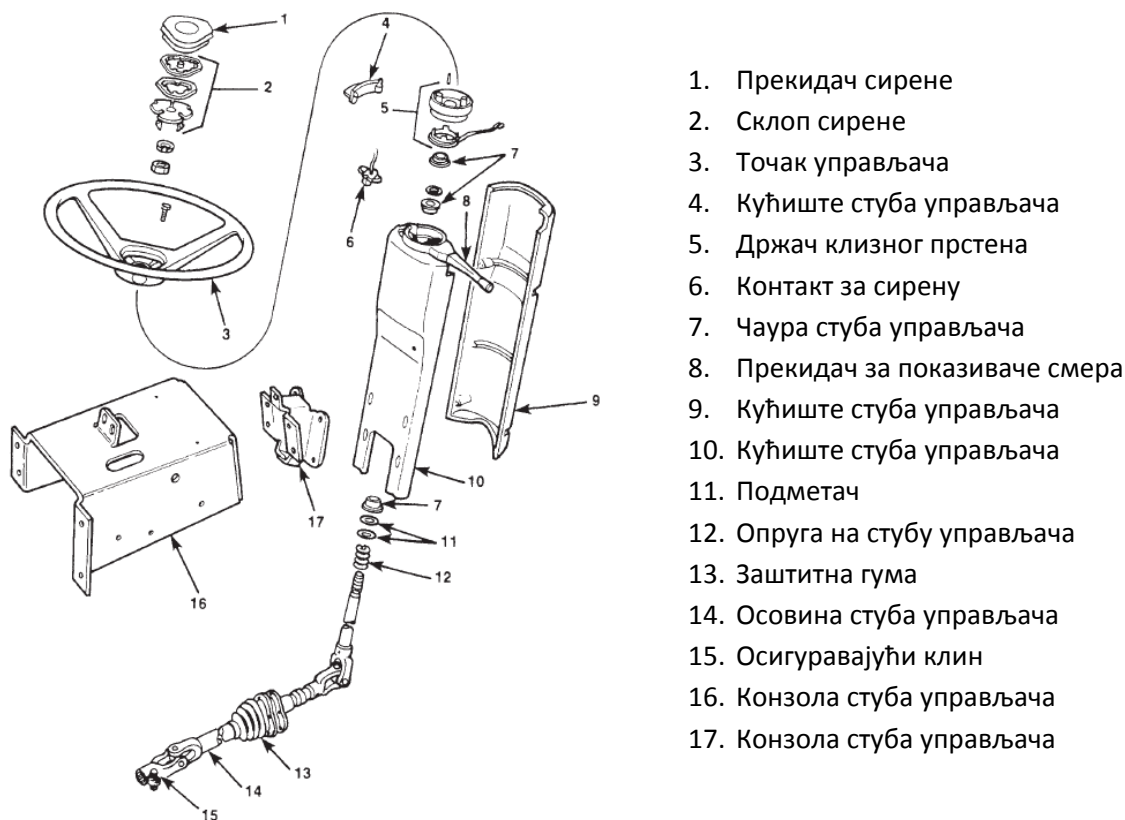
Под управљачким механизмом једног возила подразумевају се сви елементи механизма који учествују у остваривању жељене путање кретања возила. Овај склоп возила спада у врло осетљиве склопове возила с обзиром да од његове прецизности и поузданости зависи и сигурност целог возила, како са аспекта кретања па тиме и безбедности у саобраћају.

Принцип рада свих преносника друмских возила је исти - обртно кретање управљачког точка у управљачком преноснику преводи се у закретање стуба управљача, а ова потом у линеарно кретање преносних елемената механизма. Преносни однос у управљачком преноснику мора да буде такав, да сила на управљачком точку не сме да пређе вредност од 250 N. Код путничких возила преносни однос се креће у границама 10:1 до 25:1, док је код теретних возила, већ у зависности од намене и масе возила, преносни однос је знатно већи и креће се у распону 25:1 до 40 :1.

6.1 Стуб управљача

Стуб управљача је повезан са точком управљача. На слици 41 је приказан систем управљачког механизма. Веће компоненте управљачког механизма су кућиште, лежајеви (наслани на и испод кућишта), шипка управљачког стуба, жице и контактни склопови за електричну сирену. На горњем делу стуба управљача се налазе навој за навртку којом се причвршћује волан. Спољни жлебови на осовини стуба управљача одговарају унутрашњим жлебовима на средини точка управљача. Оваквим повезивањем двеју компоненти се постиже да нема аксијалног померања.

Склоп управљачког стуба је монтиран на носач управљачког стуба на контролној табли уз помоћ носача који се налази испод кућишта. На склоп управљачког стуба су монтирани прекидачи и друге контроле (показивачи смера, команда за ретардер кочницу, команда за брисаче, команда за темпомат итд), јер те команде морају бити што ближе руку возача када се возило креће.



1. Прекидач сирене
2. Склоп сирене
3. Точак управљача
4. Кућиште стуба управљача
5. Држач клизног прстена
6. Контакт за сирену
7. Чаура стуба управљача
8. Прекидач за показиваче смера
9. Кућиште стуба управљача
10. Кућиште стуба управљача
11. Подметац
12. Опруга на стубу управљача
13. Заштитна гума
14. Осовина стуба управљача
15. Осигуравајући клин
16. Конзола стуба управљача
17. Конзола стуба управљача

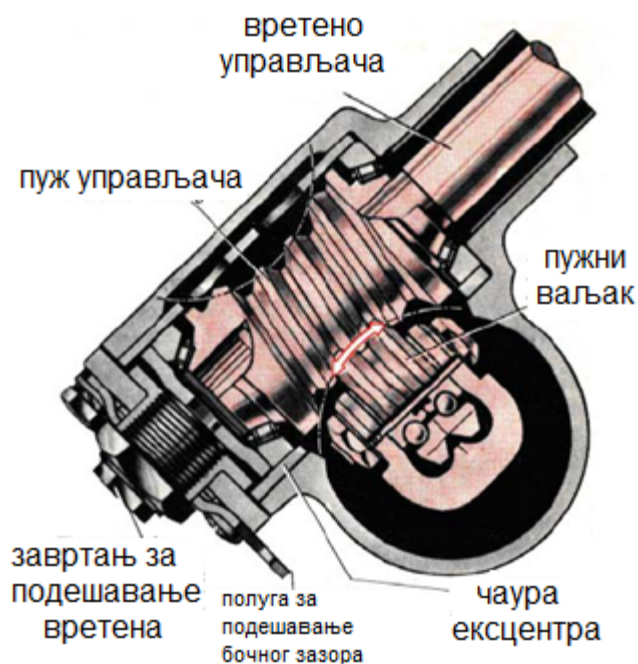
Слика 42: Стуб управљача [9]

6.2 Управљачки преносник

Управљачки преносник је мењачка кутија која повећава обртни момент управљања. Старији модели система за управљање на камионима користили су зупчасту летву. Постоје три категорије управљачких преносника:

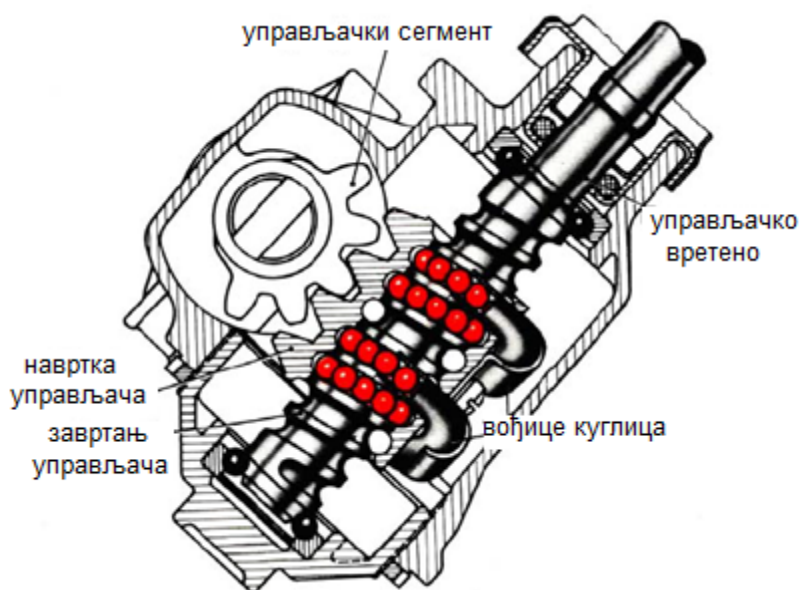
- Пуж преносник са ваљком (слика 42)
- Управљачки преносник са куглицама (слика 43)
- Управљачки механизам са зупчастом летвом (слика 44)

Критичне компоненте у управљачком систему код камиона су пужни преносник са ваљком. Окретањем пужног преносника, ваљак управљача се кружно okreће, а са њим и други крај вратила, које је чврсто повезано са носачем ваљка који се транслаторно креће и то кретање преноси на елементе трапеза управљачког механизма.



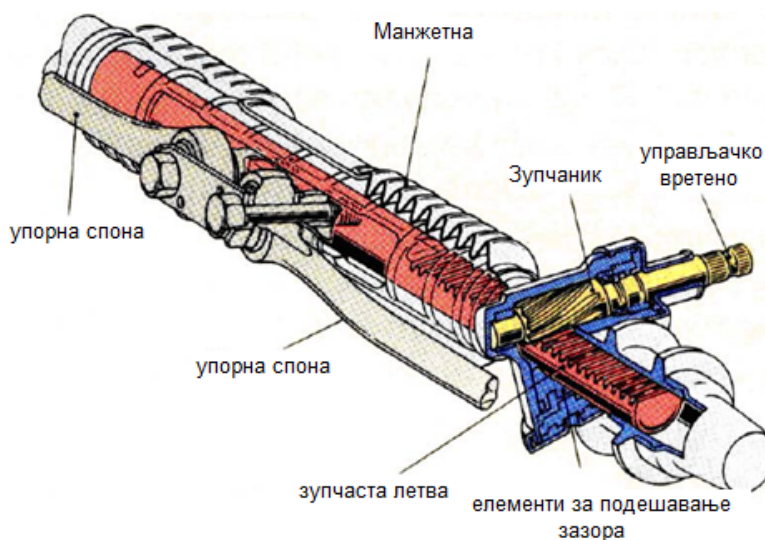
Слика 43: Пуж преносник са ваљком [1]

Управљачки преносник са куглицама је преносник са завојним вретеном. Осовина управљача је са кугластом спољном завојницом, док у навртки управљача је смештена унутрашња кугласта завојница. Окретањем осовине управљача, она покреће куглице које се померају по завојници и померање се преноси на навртку у аксијалном правцу осовине управљача. Навртка управљача закреће управљачки сегмент који је спојен са вретеном управљача. Другим речима, цевасте вођице на завојном вретену и навртки, обезбеђују кружно вођење куглица. Оваквим конструктивним решењем, вретено управљача не покреће навртку клизним трењем, већ котрљајућим, чиме се смањује потребна сила за закретање управљачког механизма.



Слика 44: Управљачки преносник са куглицама [1]

Управљачки преносник са зупчастом летвом се састоји од зупчасте летве постављене попречно на уздужну осу возила и зупчаника који је постављен на вретено. Окретањем вретена окреће се и зупчаник и транслаторно се помера зупчаста летва у својим вођицама и своје кретање преноси на механизам трапеца управљачког система. Зупчаник и зупчаста летва су најчешће са косим озубљењем, у циљу дужег захвата.

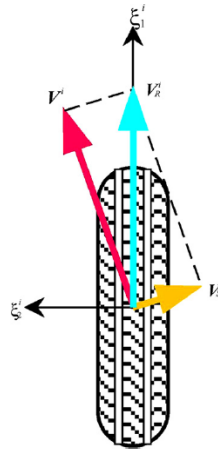


Слика 45: Управљачки механизам са зупчастом летвом [1]

Већина камиона користе хидраулично потпомогнут управљачки преносник. Помоћ хидраулике је обично саставни део са управљачким преносником, с тим да се потребан хидраулични притисак ствара уз помоћ хидрауличне пумпе која се покреће мотором.

7.0 Проклизавање пнеуматика и силе приликом заокретања

Веза између деформације шаре пнеуматика и силе смицања, односно бочна сила и вучна сила, је поједностављена и модел идеализује представљање пнеуматика у области контакта са тлом. Хоризонталне силе смицања које делују на пнеуматик услед интеракције са подлогом су линеарно зависне од помицања шара. Шематски приказ проклизавања пнеуматика под углом приказано је на слици:



Вектор брзине проклизавања V_S^i дефинише релативну брзину газећег слоја према обрасцу:

$$V_S^i = V_r^i - V^i \quad (22)$$

Где V^i и V_r^i представљају вектор брзине и периферни вектор брзине i – тог точка. Недимензионални однос проклизавања S^i је дефинисан односом брзине клизања са апсолутним брзинама:

$$S^i = |V_S^i| / |V_r^i| \quad (23)$$

Кофицијент трења је изражен као функција односа проклизавања:

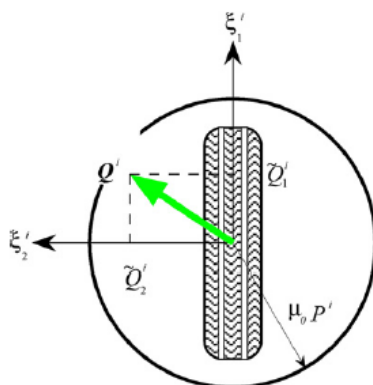
$$\mu = \mu_0 \{3(K \cdot S^i) - 3(K \cdot S^i)^2 + (K \cdot S^i)^3\} \quad \text{ако је } S^i < S_m$$

$$\mu = \mu_0 \quad \text{ако је } S^i \geq S_m$$

Где је K позитивна константа зависна од чврстоће пнеуматика, а μ_0 је максимални коефицијент трења. Лимит односа проклизавања S_m представља поклизавање пнеуматика по целој шари, изражеш обрасцем:

$$S_m = 1/K \quad (24)$$

На слици су приказане силе трења које делују на пнеуматик:



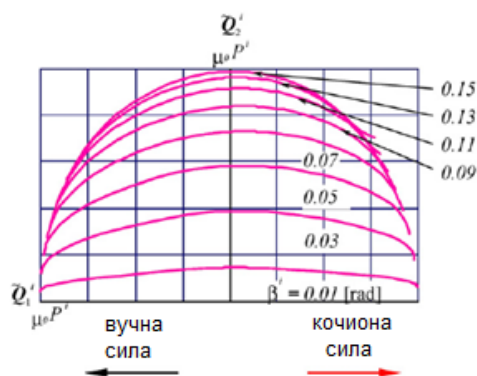
Слика 47: Силе трења које делују на пнеуматик [12]

Силе трења се израчунава према обрасцу:

$$Q^i = \mu P^i V_S^i / |V_S^i| \quad (24)$$

Где је P^i вертикална сила која делује на пнеуматик.

На слици 46 је приказана бочна сила, насупрот подужне силе, са датим вредностима углова проклизавања (β), за константу $K=5.0$.



Слика 48: Бочна и подужна сила на пнеуматику [12]

8.0 Закључак

У раду је приказано да код вишеосовинских возила бољу управљивост имају возила код којих је више осовина управљиво, чиме је повећана ефикасност маневрисања на мањим просторима и смањен је радијус заокретања. Са друге стране, негативни ефекти се јављају на почетку скретања у виду већих отпора при заокретању управљивих точкова, што доводи до мање мобилности вишеосовинских возила у односу на стандардна возила.

Са развитком технологије интелигентних електронских система за управљање, може се побољшати скретање вишеосовинских возила. Потребно је ускладити рад управљивих осовина, тако да интелигентни системи помажу у заокретању осталих осовина у односу на примарну управљачку осовину.

9.0 Литература

- [1] Александар Стефановић, Друмска возила – основи и конструкције, Машински факултет у Нишу 2008, књига од 473 страна.
- [2] Encyclopedia of cars in the pictures, <http://www.autowp.ru/picture/zjy1tf>, приступљено 02.07. 2013.
- [3] Wikipedia – Unimog 406, <http://en.wikipedia.org/wiki/Unimog> приступљено 02.07. 2013.
- [4] Dudzinski Piotr, Dudzinski P., Lenksysteme für Nutzfahrzeuge, поглавље Bauarten und Eigenschaften von Lenksystemen der Radfahrzeuge, стране 5 ÷ 22, Немачка, 2005.
- [5] Душан Симић, Моторна возила – треће издање, Београд 1988.
- [6] С. Harnisch, Track overlap of two different steering variants, Институт за аутомобилско инжењерство, Хамбург, Немачка.
- [7] Официјални партнер Мерцедес Бенца, <http://www.paul-nutzfahrzeuge.de/>, приступљено 02.07. 2013.
- [8] D. E. Williams, Handling benefits of steering a third axle, USA, 2010.
- [9] Heavy duty truck systems, Steering and alignment, Chapter 25.
- [10] Онлине база о возилима, <http://www.carsbase.com> приступљено 02.07. 2013.
- [11] Сајт за војна возила, <http://data3.primeportal.net/> приступљено 02.07. 2013.
- [12] K. Watanabe, J. Yamakawa, M. Tanaka, T. Sasaki, Turning characteristics of multi-axle vehicles, Japan 2006.
- [13] Д. Јанковић, Н. Јанићијевић: Прикључна друмска возила и специјални уређаји, Машински факултет Београд, 1985.
- [14] М. Демић, В. Пијевац, С. Ћалић, М. Васиљевић, Основи пројектовања теретних моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 1994.