

**Факултет инжењерских наука
Универзитета у Крагујевцу**



Назив студијског програма: Машинско инжењерство
Ниво студија: Основне академске студије
Модул: Моторна возила и мотори
Предмет: Конструкција и прорачун МВ
Број индекса: 65/2010

Стефан Г. Милић
АНАЛИТИЧКИ ПРОРАЧУН ПРОСТИХ И СЛОЖЕНИХ
ТОРЗИОНИХ ШТАПОВА

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Јасна Глишовић, доцент - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да

- анализира улогу еластичних елемената као једног од конститутивних делова система еластичног ослањања,
- да приказ торзионих штапова као једне од основних врста металних опруга,
- прикаже основе прорачуна простих и сложених торзионих штапова и
- изврши аналитички прорачун торзионог вратила модела путничког возила по избору

Препоручена литература:

[1] Јанићијевић, Н., Јанковић, Д., Тодоровић, Ј.: Конструкција моторних возила, Машински факултет, Београд, 1987

[2] Стефановић, А.: Друмска возила-основи конструкције, Центар за моторе и моторна возила Машинског факултета у Нишу и Центар за безбедност Машинског факултета у Крагујевцу, 2010

[3] Јанковић, А.: Динамика аутомобила, Машински факултет Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2008

[4] Филиповић, И.: Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли, Тузла, 2006

Крагујевац, 20.09.2013

ментор:
Др Јасна Глишовић, доцент

РЕЗИМЕ

Опруге су конструкцијски елементи који сврсисходним обликовањем и употребом високоеластичних материјала могу механички рад еластичном деформацијом претворити у потенцијалну енергију и обратно, потенцијалну енергију враћањем у првобитни облик претворити у механички рад. Основно напрезање у опрузи је торзија (увијање). Торзионе опруге, као и сви остали системи познати у машинству се користе за постизање што веће осцилаторне удобности и сигурности „лежања“ возила на коловозу. Торзиони штапови се израђују као еластични елементи од метала и еластични елементи представљају и предодређују у највећој мери еластичну карактеристику система ослањања.

Кључне речи: торзионе опруге, систем ослањања

Abstract

The springs are structural elements that purposeful design and use of materials can be mechanically highly elastic the deformation converted into potential energy and vice versa , the potential energy by returning to its original shape converted into mechanical work . The basic tension of the spring is a torsion (twisting). Torsion springs are used to achieve the highest possible ride comfort and safety "lying" vehicles on the road , and next to them and all the other well-known systems in mechanical engineering . Torsion bars are made as elastic elements of metal and elastic elements are predetermined and largely elastic characteristics of the suspension.

Keywords: torsion bars, suspension

Садржај

РЕЗИМЕ	3
1. Увод.....	5
2. Систем еластичног ослањања	7
2.1. Врсте и класификација система ослањања	16
3. Торзионе опруге (торзиони штапови).....	24
3.1. Равна шипкаста (округла) торзиона опруга.....	29
4. Прорачун торзионих штапова.....	30
4.1. Прорачун простих торзионих штапова	30
4.2. Торзиона опруга сложеног попречног пресека	33
4.3. Спрега два торзиона (проста) вратила	34
4.4. Пример прорачуна торзионих штапова	35
5. Закључак	40
6. Литература.....	41

1. Увод

Моторна возила се састоје од неколико система од којих сваки има неку функцију. Тема овог рада су торзиони штапови који спадају под систем еластичног ослањања моторних возила. Од тог система зависи стабилност у кривинама и удобност на неравној подлози, а самим тим и безбедност возила.

Под системом еластичног ослањања подразумевају се механизми и елементи који имају задатак да све реактивне силе и моменте који се јављају између точкова и подлоге у што већој мери ублаже, као и да обезбеде потребну стабилност при кретању у кривинама [1].

Систем еластичног ослањања представља врло сложен систем који се састоји из три посебна система:

- механизма за вођење точкова,
- система еластичних ослонаца и
- елемената пригушивања.

Механизам за вођење точкова (покретни ослонци) – има задатак да обезбеди што повољнију кинематику точкова, односно што повољније релативно померање у односу на каросерију возила. Циљ је обезбеђење оптималног положаја пнеуматика (потребни углови постављања точкова) у односу на тло, при свим условима оптерећења и коришћења – претпоставка квалитетној и адекватној дистрибуцији подужних сила (погон/кочење) и бочних сила (управљање/стабилност).

Систем еластичних ослонаца – има задатак да пренесе на каросерију вертикалне реактивне силе и да обезбеде њихово ублажавање, односно што веће смањење ударних оптерећења (мирнија вожња).

Елементи пригушивања – њихов основни задатак је пригушивање осцилација еластичних ослонаца, тј. система ослањања возила у целини [1].

Како се може приметити, систем еластичног ослањања се састоји од више елемената који функционишу заједно и чине целину. Системи ослањања могу бити и нееластични, где се реактивне силе и momenti као и ударна оптерећења која се јављају при кретању по неравном тлу у потпуности преносе на оквир или каросерију возила, без икаквог ублажавања.

Кретање возила по реалном путу је увек праћено и осцилацијама возила, првенствено због неравнина на путу. Осциловање маса возила с једне стране изазива додатна оптерећења возила и пута, а са друге стране замор и оптерећење возача и путника. До знатног смањења динамичких реакција тла могу да доведу осцилације маса возила, што даље може да резултира смањењем кочионих или вучних сила, односно да угрози и стабилност управљања.

Негативне последице осциловања се редукују применом различитих система еластичног ослањања. Систем еластичног ослањања преноси све реактивне моменте који се појављују између точкова и тла, на рам или каросерију возила уз ублажавање ударних оптерећења и обезбеђење стабилности возила при криволинијској вожњи.

Опруга је еластични машински елемент који се користи за остваривање еластичних спојева. Под дејством силе долази до деформације опруге, а по престанку деловања силе враћају се у првобитни положај.

Опруге, пошто је њихова намена јако различита могу служити за привремено спремање механичке енергије (акумулацију), за мерење силе (динамометар), за ублажавање удара (амортизер), принудно кретање (опруге вентила) и ограничење притиска (вентил сигурности).

Подела опруга по начину деловања је на:

- флексионе (подешене за савијање) где спадају: просте лиснате, гибњеви, спиралне, завојне, тањирасте и
- торзионе (подешене за увијање) где спадају: затезне, притисне, пужасте.

Еластични елементи у највећој мери предодређују еластичну карактеристику система ослањања. Пошто је ова карактеристика један од најбитнијих показатеља система ослањања у целини, то су еластични елементи доживели различита конструктивна решења и данас се израђују од метала и неметала.

Еластични ослонци се израђују од метала и од неметала. Метални ослонци су :

- лиснате опруге или гибњеви,
- завојне опруге,
- торзиони штапови,

Неметални ослонци су:

- гумени,
- пнеуматски,
- хидраулични.

Гумени елементи у систему ослањања користе се као пригушници или граничници.

Високи стандарди безбедности и комфора, као и велики број расположиве додатне опреме чине данашње возило све тежим. Како би се смањила потрошња погонских материјала и побољшало понашање возила у вожњи, повећању масе мора се супротставити конструкција елемената возила од лакших материјала.

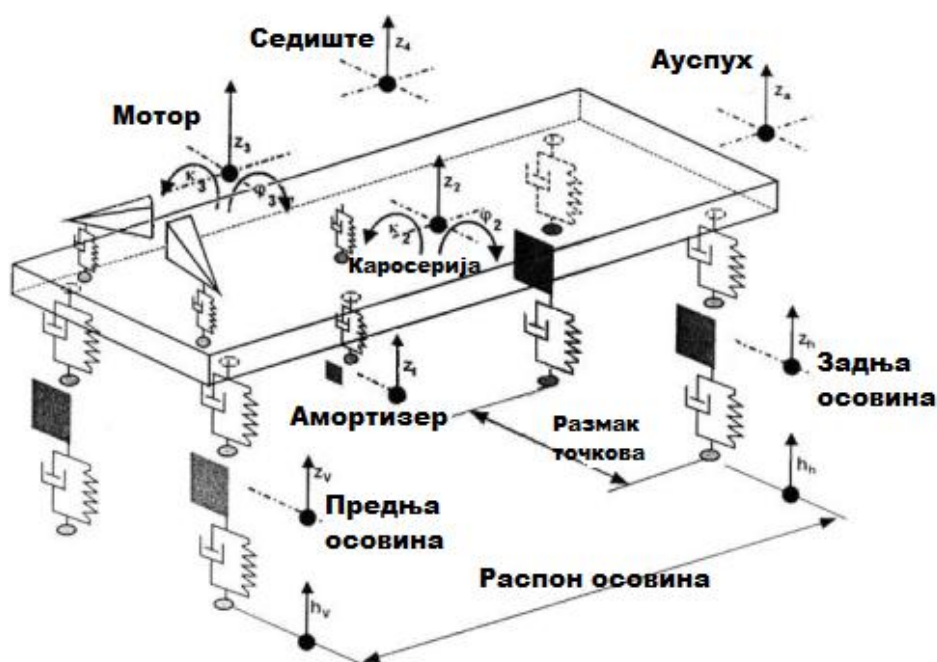
Маса склопа система еластичног ослањања – кочнице – точак је од посебног значаја и зато се у одређеним фирмама (нпр. Volkswagen) као материјал за израду опруга система еластичног ослањања користе обрађени, побољшани челици повећане чврстоће.

Како опружни челици показују ограничен потенцијал даљег повећања чврстоће, значајно смањење масе код опруга система еластичног ослањања се постиже употребом алтернативног материјала – легуре титанијума. Препоручује се због велике специфичне чврстоће и мале специфичне крутости. Велику улогу игра отпорност на корозију код опруга система еластичног ослањања, које су израђене за максимални напон од 1100 [MPa]. Како би се гарантовала довољна издржљивост и дуготрајна стабилност на околном ваздуху, при напонима од 1200 [MPa], неопходна је тврдоћа од HRC 53.

2. Систем еластичног ослањања

Осцилаторни модел (слика 1) система еластичног ослањања моторног возила није могуће проучавати анализом само једног детаља, као нпр. осцилације у кабини и удобност. без узимања у обзир осцилаторних ефеката осталих склопова возила.

Систем еластичног ослањања моторног возила, је онај механизам који остварује еластичну везу између осовине са точковима као неослоњене масе и основне конструкције моторног возила као ослоњене масе. Услед услова експлоатације који долазе од карактера подлоге пута и режима вожње моторног возила, као и спољашњих утицаја, долази до појаве спољног поремећаја при равномерном кретању основне конструкције. На праволинијско и угаоно померање основне конструкције може утицати овај поремећај, као на слици 2, три транслације по x , y , z оси и три ротације око x , y , z осе [2].



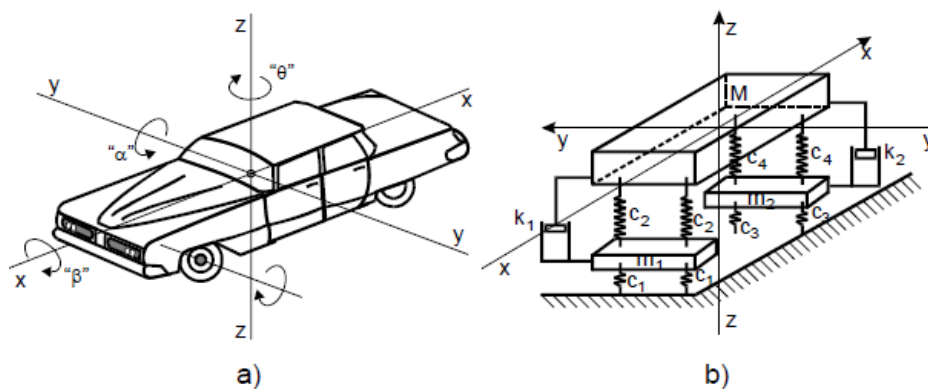
Слика 1 – Осцилаторни модел друмског возила [2]

Наведене осцилације, приказане на слици 2, имају и своје стандардне називе: уздужне осцилације „ x “, попречне осцилације „ y “, вертикалне осцилације „ z “, угаоне осцилације око x осе – љуљање „ β “, угаоне осцилације око y осе – галопирање „ α “, угаоне осцилације око z осе – пливање „ θ “. На овај начин посматрано моторно возило представља круту фигуру као једну масу и има шест степени слободе [1]. Моторно возило се представља као врло сложен осцилаторни систем, уколико се иде на реалност система моторног возила од случаја до случаја. На пример возило на слици 2а) се може представити преко еквивалентног осцилаторног система са три масе (слика 2б).

m_1 и m_2 - масе предње и задње осовине као неослоњене масе,

M - маса основне конструкције,

c_1, c_2, c_3, c_4 – крутости еластичних елемената, изражени преко k_1, k_2 – коефицијента пригушења.



Слика 2 – Могућности осциловања основне конструкције возила [1]

Што је брзина кретања и маса возила већа, то су и осцилације веће. Убрзања маса услед тога, проузрокована осцилацијама могу да буду и вишеструко већа од убрзања земљине теже, услед чега долази до прекида контакта путника са седиштем (одскакање) или контакта точка са друмом. Код прекида контакта точка са друмом у том тренутку нема управљања ни кочења, и у кривини то може да доведе и до губитка стабилности возила. Изазвана осцилацијама, убрзања маса изазивају велике динамичке силе, које су у директној пропорционалној вези са релативним убрзањима возила.

Ове динамичке силе, код возила са еластичним ослоњцима у лошем стању могу да се манифестују као удари, који се преносе на читаво возило. Док у возило са добрим еластичним ослоњцима убрзања маса су далеко мања и самим тим мање и динамичке силе њима изазване. Динамичке силе (осцилације маса) изазивају код путника умор и непријатност, а када је у питању терет на каросерији, могућност његовог оштећења или пада са каросерије што се одражава директно на сигурност целог возила и путника [1].

Дакле, систем еластичног ослањања у који спада и систем пригушења осцилација, има основни задатак да обезбеди:

- квалитетно одржавање контакта точка са путем и држање правца кретања возила у кривини, што чини основ активне безбедности возила,
- комфор вожње путника и возача, односно терета код теретних возила.

Предње ослањање представљају елементи, који као конструктивни систем повезују предњу осовину са рамом или самоносивом каросеријом. Ти елементи обухватају предње токове возила, осовину, систем еластичних ослонаца и елементе пригушења осцилација, као и елементе повезивања свих делова унутар овог система и целог система за каросерију.

Задње ослањање представљају елементи који повезују задњу осовину са каросеријом.

Стога се може закључити да систем ослањања у себи обухвата следеће подсистеме и елементе:

- еластични елементи, којима се остварује еластична веза међу деловима или једноставније речено - еластично ослањање. У суштини ови делови преносе динамичке реакције тла и ублажују динамичка оптерећења. Начин извођења еластичних елемената (слика 3) условљен је наменом возила. А начин

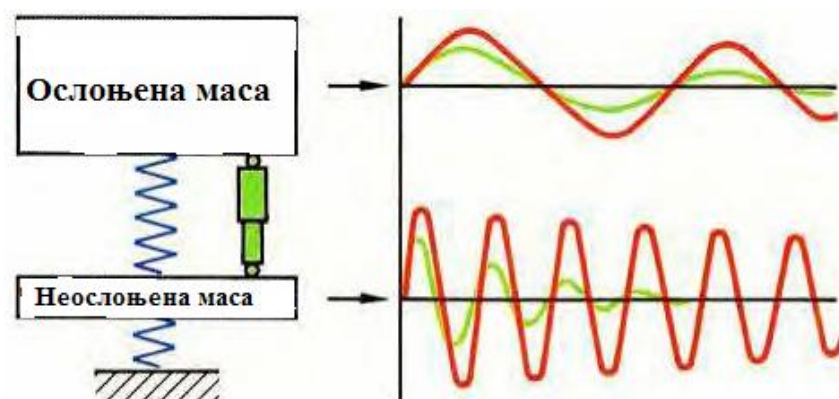
извођења еластичних елемената није условљен врстом ослањања, па је могућа реализација једног типа ослањања уградњом различитих система еластичним ослонцима.



Слика 3 – Преглед еластичних елемената [8]

Правилан избор еластичних ослонаца је сложен и важан задатак пројектанта возила, јер као што је већ напоменуто карактеристике еластичних ослонаца битно утичу на осцилаторна својства возила и комфор возила у целини. Ти елементи утичу даље, поготово код теретних возила и на понашање оптерећеног, тј. неоптерећеног возила, промену положаја тежишта, радне углове зглобних преносника и на читав низ других система возила [3].

- елементи вођења или елементи веза у ужем смислу речи, који прихватају подужне и бочне силе као и одговарајуће моменте, који се од пута преко точкова преносе на ослоњену масу (слика 4).



Слика 4 – Неослоњене и ослоњене масе система [3]

Сви делови изнад еластичних елемената, слика 4, (нпр. гибњева), подразумевају се под ослоњеном масом чија тежина оптерећује еластичне елементе. У ову групу елемената се придодаје и половина масе самих елемената. Сходно томе, сви елементи

тј. масе испод еластичних елемената, чија тежина не оптерећује еластичне елементе, називају се неослоњеном масом. На основу тога масе предње и задње осовине и половина масе еластичних елемената припадају групи тзв. неослоњених маса (у литератури се поред појма „ослоњене“ и „неослоњене масе“ врло често среће појам са истим значењем „овешане“ и „неовешане масе“).

- елементи пригушивања осцилација (амортизери), чија је функција пригушивање насталих осцилација неослоњених и ослоњених маса (слика 5) [3].



Слика 5 – Елементи пригушивања осцилација [3]

- елементи стабилизације (стабилизатори) којима се смањује угаоно померање и клаћење ослоњене масе при криволинијском кретању возила.

Општи закључак је на основу свега наведеног да се системом еластичног ослањања обезбеђује:

- Осцилаторна удобност - подразумева ограничавање максималних убрзања маса, а самим тим спречава ударна оптерећења; одржавање убрзања ослоњених маса у предвиђеним границама и то у ширем фреквентном дијапазону, пригушивање осцилација и угаоних померања ослоњених маса као и ограничавање хода и зазора истих. Овде спада и спречавање појава резонанце целог система, односно одржавање сопствене фреквенције система у предвиђеним границама (још у фази пројектовања води се рачуна о сопственим фреквенцијама система, да не би дошло до подударности са побудним и тиме појаве резонанце),

- Стабилност управљања - обезбеђује се стално одржавање контакта точка са коловозом, а тиме и поуздано преношење сила и момената, стабилно одржавање радијуса заокретања возила при вожњи у кривини и спречавање заносења. Битна функција, поред наведених је и одржавање кинематике и система стабилизације

управљајућих точкова у одређеним границама, тиме што се зазори система одржавају у фабрички дефинисаним условима,

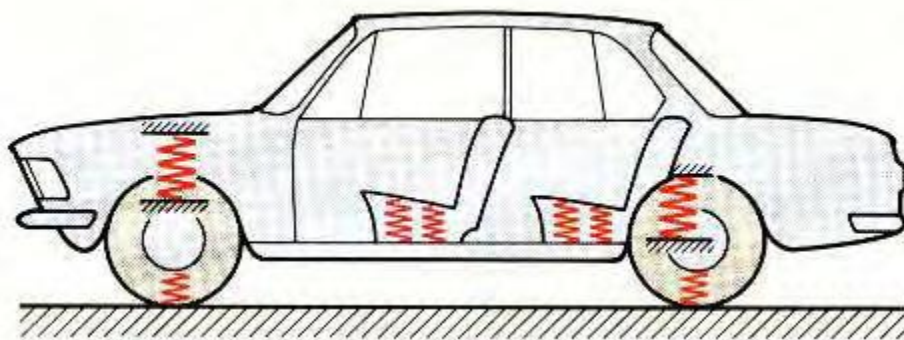
- Довољно дуг век трајања делова и целог система - спречавањем ударних оптерећења и еластичним преношењем сила и момената се сви елементи система штите од претераног хабања, укључујући и пнеуматике.

Код осциловања система - возило, као један осцилаторни систем у принципу чине три масе:

- укупна ослоњена маса,
- маса предње осовине са точковима и
- маса задње осовине са точковима.

Зависно од конструкције система ослањања возила, идеализовано посматрано, возило би могло да има 18 степени (слобода) кретања, с обзиром да би свака од наведених маса имала по три транслаторна и три ротациона померања. Онда би и осцилаторни систем возила, са аспекта слободе кретања, могао да се претстави сликом слика 6, док на слици 7 је дат приказ претпостављених и предвиђених кретања маса возила. Пнеуматици возила и еластични елементи система, чине укупно ослањење возила, који су постављени између осовина и каросерије (рама).

Еластично ослањање седишта је додатно еластично ослањање намењено искључиво путницима. Све три врсте еластичног ослањања морају да дејствују истовремено и међусобно морају да буду подешени. Током кретања возила, неравнине пута повремено узрокују поред вертикалних, ударе и у хоризонталном правцу - подужне и попречне, који су чињеница је, знатно мање јачине. На себе примају еластични елементи система и ову врсту удара, и то првенствено пнеуматици, а затим и гумена лежишта унутар система, којима се учвршћују носећи елементи са рамом [3].



Слика 6 – Упрошћени модел еластичног ослањања једног возила [3]

Поред сила од неравнина пута, могу и друге силе да узрокују осцилације возила (силе кочења, силе ветра, вучне силе на точковима и сл.).

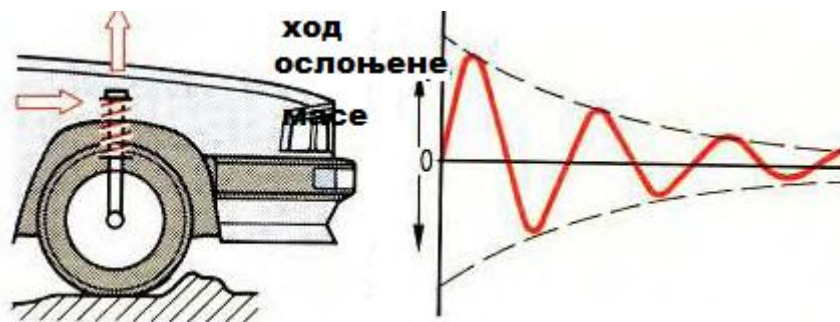


Слика 7 – Приказ претпостављених и предвиђених кретања маса возила [3]

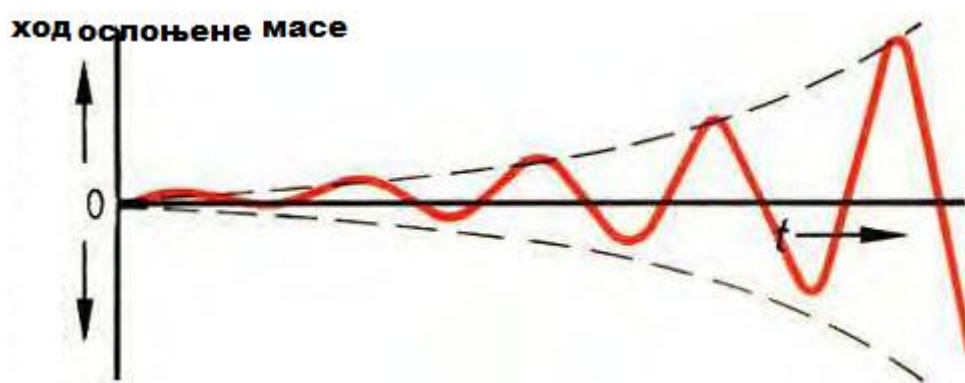
До кретања точка на горе долази преласком точка преко мањих избочина на друму, што се преко система повезивања точка са осталим делом система и еластичним ослањањем, директно одражава на систем еластичног ослањања, тако да се еластични елементи целог система (пнеуматици, међуелементи, опруге) сабијају, док каросерија, због велике инерције система остаје релативно мирна. Пре него што на њу тада дејствује релативно мала сила изазвана сабијањем опруге, само се точак покреће на горе. До наглог растерећења опруге долази по преласку избочине пута, и точак убрзава на доле.

Поново на каросерију делује само сила растерећења, која одговара висини избочине, а која је знатно мања од силе инерције каросерије, тако да ова опет остаје релативно мирна. Само до случаја док је побудна сила мања од силе преднапрегнутости опруге која потиче од силе тежине ослоњене масе, важи овакав систем. Када је сила изазвана неравнином већа од силе у еластичним и пригушним елементима, точак се „одбацује“ од коловоза, реакција каросерије је знатно већа, па је и осциловање каросерије веће.

Точак тада губи спој са подлогом, тако да у том, у принципу кратком периоду, који директно зависи од брзине кретања возила, нема управљања ни кочења. Када точак после препреке, крене на доле је сличан случај. Уколико је сила која је потребна за убрзано кретање точка на доле мања од унутрашњих сила еласто – пригушних елемената, тада се точак недовољно брзо креће на доле, па се као последица јавља привремени губитак контакта точак - коловоз.



Слика 8 – Пригушене осцилације и амплитуде осциловања [3]



Слика 9 - Настанак непригушених и прогресивних осцилације [3]

Ход ослоњене масе са својом амплитудом осциловања, која се пригушењем система смањује до потпуног заустављања је кретање каросерије од горње до доње мртве тачке. Стога је утолико повољније повратно дејство опруге на каросерију када великом сабијању опруге одговара релативно мала сила опруге (опруге мале крутости – меке опруге). Што значи, ослањање је најповољније када је преднапрезање опруга изазвано тежином ослоњене масе што је могуће веће, а маса неоослоњених делова (точкови, осовине и слично) што је могуће мање. Такође, са аспекта вибрација, велике ослоњене масе возила и мекано ослањање изазивају каросерији мали број сопствених осцилација (због дугог трајања осцилација), док мале масе са тврдим ослањањем изазивају велики број сопствених осцилација узроковано кратким трајањем осцилација (слике 8 и 9) [3].

Основна правила конструисања еластичних ослонаца возила произилазе из следећег:

- Велика маса возила и меко ослањање резултују осцилацијама мале учестаности, па тиме и малим амплитудама убрзања (ослањања маса остаје релативно мирна),
- Однос ослоњене према неоослоњеној маси би требало да је што је могуће већи,
- При конструкцији еластичног ослањања треба тежити постизању мале сопствене фреквенције возила (меко ослањање).

Поред избочина на друму на возило дејствују понекада и бочне силе и еластично ослањање треба да буде и бочно ефикасно. То „попречно ослањање“ у принципу се постиже бочно еластичним пнеуматичима (пнеуматици са дијагонални оплетом корда) а делимично и самом конструкцијом еластичног ослањања укључујући еластичне елементе за прикључење (гумо – металне чауре и уопште гумо - метални елементи).

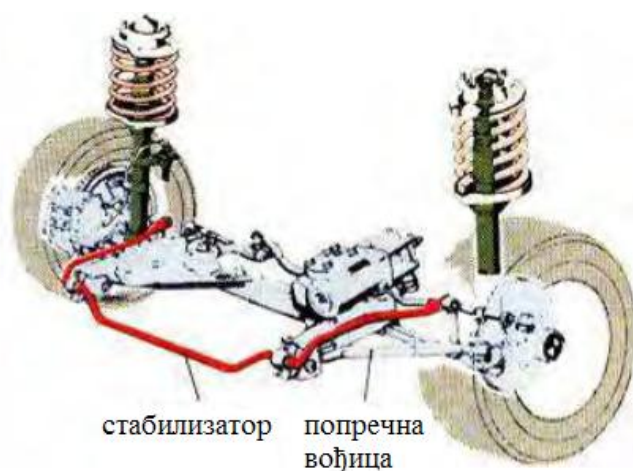
Еластични елементи који на себе примају вертикалне ударе (опруге, лиснати гибњевци и слични) разликују се према својој крутости (однос силе према угибу опруге) од меких до тврђих, а према промени дејства опруга исте могу да буду са линеарном или прогресивном крутошћу.

Према врсти еластичних елемената системи ослањања се могу сврстати у групе:

- са лиснатим гибњевцима,
- са завојним опругама,
- са торзионим опругама,
- са хидрауличним еластичним елементима,
- са пнеуматским еластичним елементима,
- са комбинованим еластичним елементима.

У специјални вид торзионих опруга спадају стабилизатори (слика 10), којима се спречава превелико нагињање возила. Имају облик латиничног слова U јер су направљени од опружног челика пуног кружног профила. Својим крајевима спајају се за главчине или "виљушке" точкова једне осовине, док средњим делом се обртно спајају са каросеријом. Једино у случају када се само један од точкова на истој осовини угиба или када се каросерија возила нагиње око своје подужне осе, стабилизатор торзионо реагује.

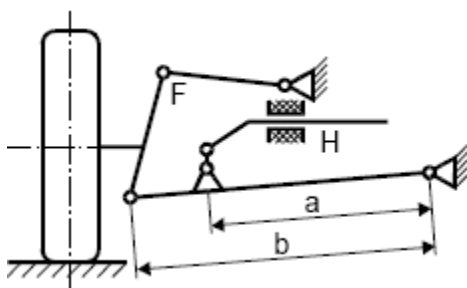
Пошто и средина стабилизатора има мале ротације, а и крајеви угаоно померање (горе-доле), сходно померању точка са носећим елементима се спајају гумо-металним чаурама. У свим врстама возила се користе стабилизатори, а и у комбинацији са свим видовима ослањања, осимгибајућих и лебдећих осовина [3].



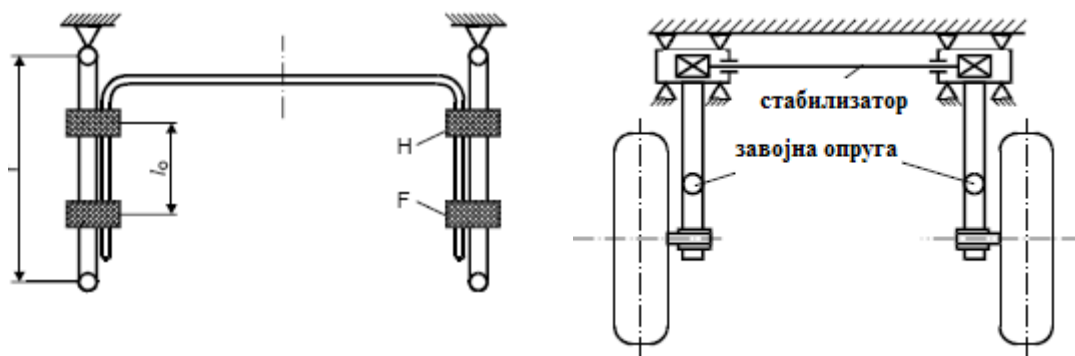
Слика 10 – Стабилизатор као специјални вид торзионе опруге [3]

Механички торзиони стабилизатор по конструкцији је веома једноставан, јефтин је и не захтева посебну пажњу. У односу на уздужну осу возила може бити постављен уздужно и попречно. Изводи се обично у облику двокраке полуге као целина, а причвршћен је за оквир возила преко стега са тврдом гумом, а вођицама се повезује са везним полугама.

На слици су дате шеме различитих изведби стабилизатора. На слици 11 је стабилизатор са обе стране возила на местима Н и F спојен преко еластичних гумених лежајева са подужним вођицама, док је на слици 12-лево стабилизатор у тачки Н има могућност обртања, а спој између краја стабилизатора F и попречне вођице се изводи преко полуга. На слици 12-десно је приказан стабилизатор односно један торзиони штап који је причвршћен за обе подужне вођице.



Слика 11 – Шематски приказ стабилизатора [11]



Слика 12 – Шематски приказ стабилизатора [11]

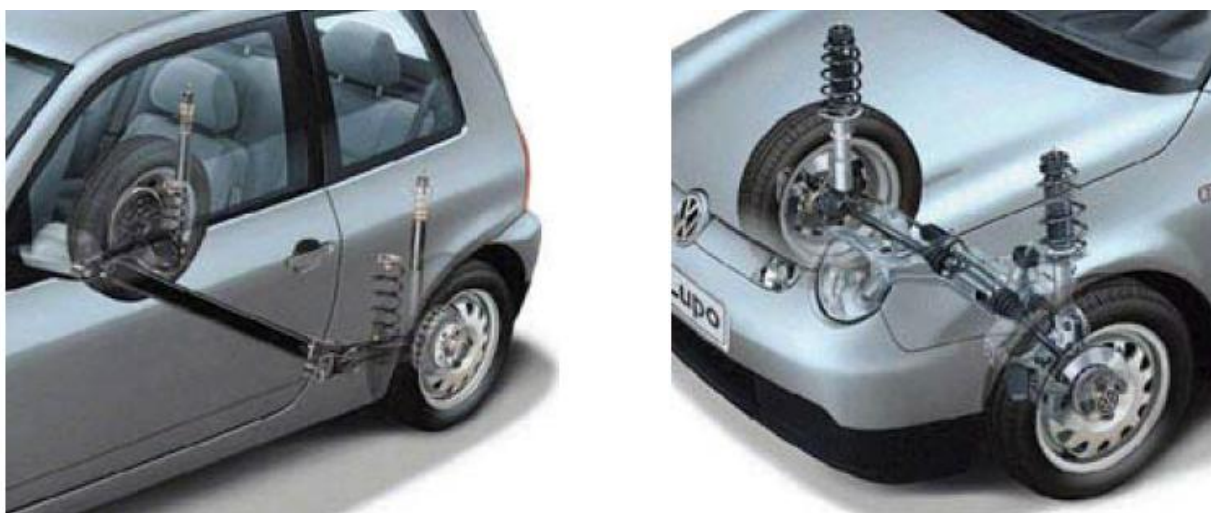
2.1. Врсте и класификација система ослањања

Корисно је извршити систематизацију према битним карактеристичним величинама (слика 13), у циљу стицања основне оријентације о могућностима данас примењиваних решења система ослањања на различитим врстама возила.

На слици 13 је конструкција система еластичног ослањања возила Volkswagen Lupo, која се базира на концепту система еластичног ослањања типа McPherson¹ са алуминијумским стубом амортизера који је повезан са доњом алуминијумском троуганом вођицом што се види на поменутој слици десно. Побољшан је носећи систем осовине – једноделни челични помоћни рам је замењен троделним алуминијумским помоћним рамом. Такође је повећан за 53 mm траг точкова у односу на модел Volkswagen Polo, што побољшава понашање возила у кривинама и при праволинијском кретању, а самим тим и повећава визуелну привлачност и отпор ваздуха.

Системи ослањања се према врсти и карактеру елемената за вођење точка деле на [8]:

- зависне и
- независне.

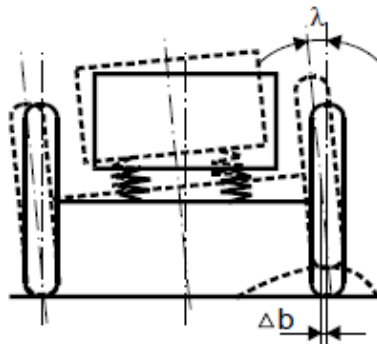


Слика 13 – Изглед задњег (лево) и предњег (десно) ослањања аутомобила Volkswagen Lupo 3L TDI[8]

За појам крутог моста било ког погонског или управљачког, су везани зависни системи, код кога крута греда везује леви и десни точак при чему се померање једног точка у попречној равни преноси и на други точак (слика 14). Ови системи су најједноставнији, али не пружају могућности обезбеђивања правилне кинематике управљања. Из тог разлога се данас на управљачким мостовима теретних возила користе зависни системи ослањања. Док, на погонским мостовима који нису

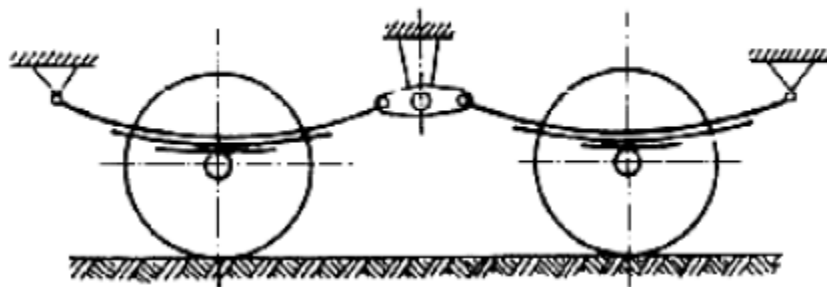
¹ McPherson-ov систем еластичног ослањања је доста дуго био најшире коришћена верзија независних предњих система еластичног ослањања јер иако обезбеђује просечан квалитет вожње, компактан је и није скуп.

управљачки се срећу јако често код путничких возила системи зависног ослањања, а код осталих врста возила готово увек [1].



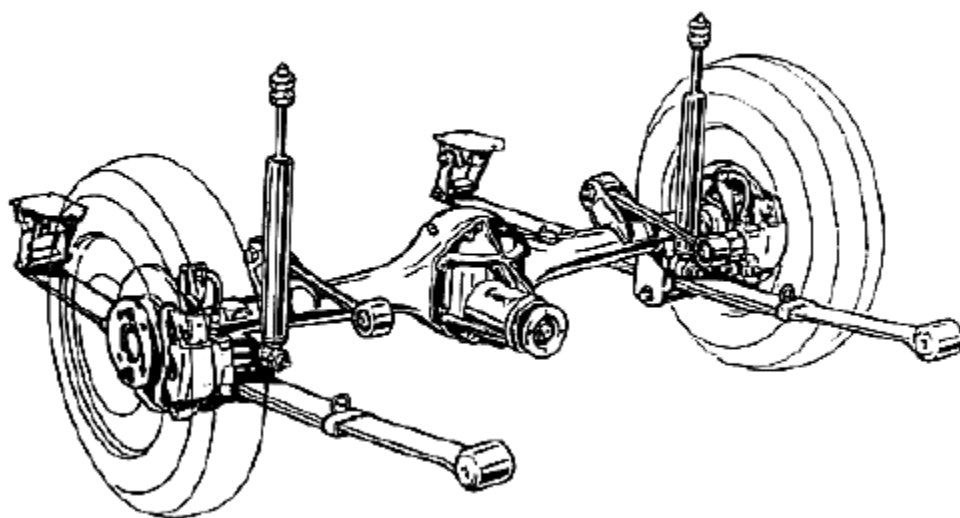
Слика 14 – Систем зависног еластичног ослањања [1]

На слици 15 је дат приказ зависног еластичног ослањања са балансирајућим суседним точковима удвојених осовина.

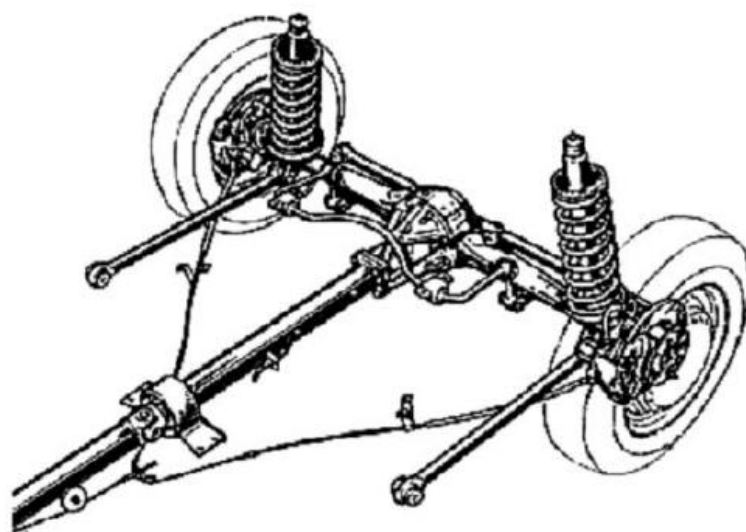


Слика 15 – Зависно ослањање са балансирајућим точковима [1]

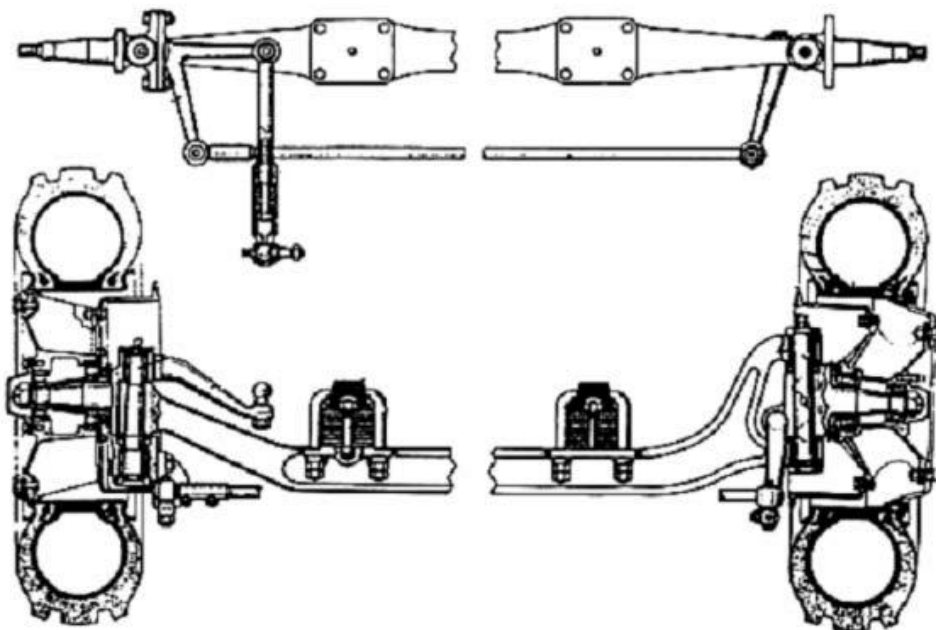
Зависни системи су повезани са појмом крутог моста, погонског (слика 16, 17) и управљачког (сл. 18).



Слика 16 – Крути погонски мост [1]



Слика 17 – Крути погонски мост [1]

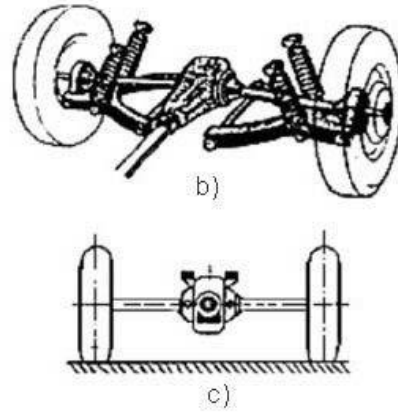
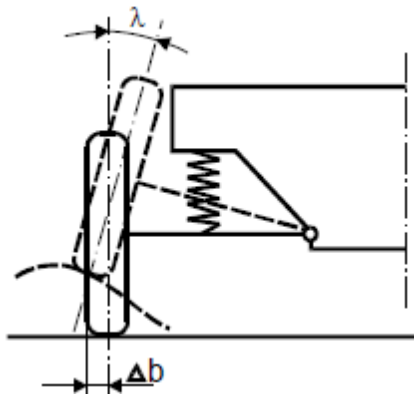


Слика 18 – Крути управљачки мост [1]

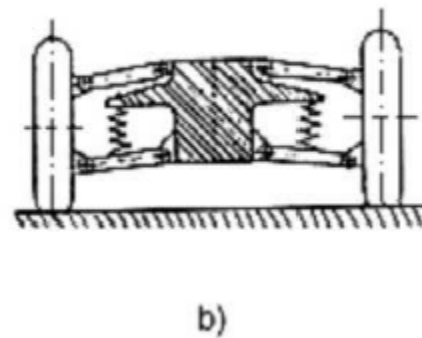
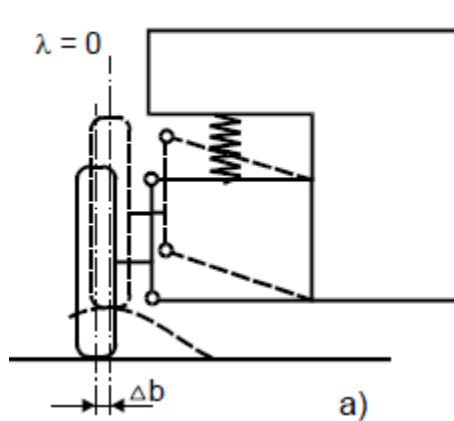
Данас се у пракси обавезно срећу независни системи ослањања на управљачким мостовима путничких возила, а често у последње време све више и на њиховим погонским мостовима. Механизам за вођење преузима на себе и функцију управљачког моста у целини, код независних система, ако се ради о предњим точковима. У овом случају се погонски мост, ако није управљачки, не може израдити у јединственом крутом кућишту, већ се точкови везују са диференцијалом преко полувратила изведених као зглобни преносници и то углавном асинхрони (неједнаких угаоних брзина) [1].

Зависно у којој се равни помера точак при његовом подизању, системи независног ослањања разликују се са:

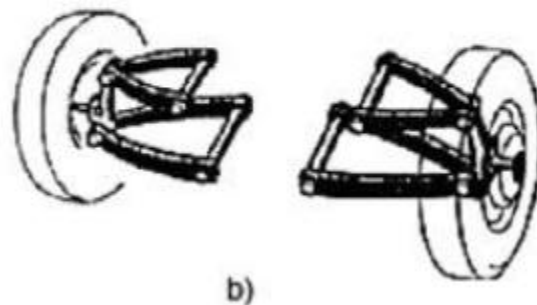
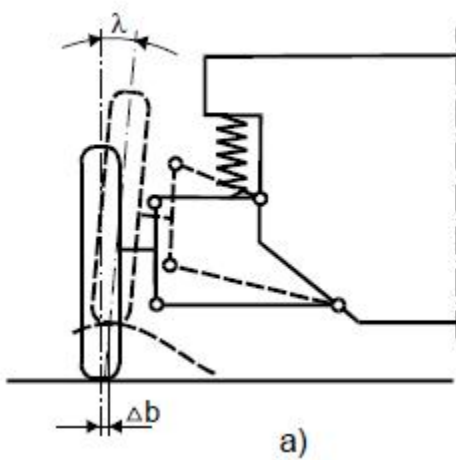
- померањем точка у попречној равни са једном попречном вођицом (слика 19 а), б), ц),
- б) и ц) или са две попречне вођице истих дужина (слика 20 а) и б)) или са две попречне вођице различитих дужина (слика 21 а) и б),
- померањем точка у уздужној равни – са једном или две подужне вођице (слика 22 а) и б) и са померањем точка у уздужној и попречној равни са постављеним вођицама под одређеним углом у односу на попречну и подужну раван (слика 23 а), б), ц), д),
- вертикалним померањем преко вођице (слика 24 а), б) и ц).



Слика 19 – Скица а) са примерима изведбе б) и ц) независног система решења са једном попречном вођицом и померањем точка у попречној равни [1]



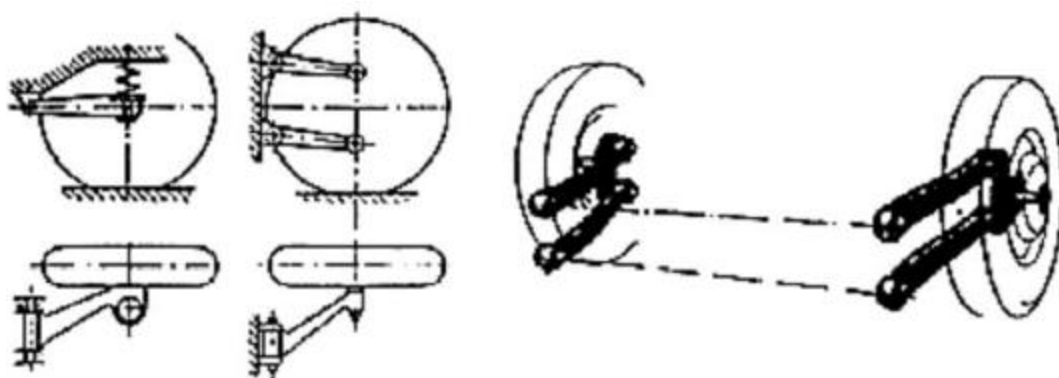
Слика 20 – Систем независног ослањања са померањем точка у попречној равни са две попречне вођице - скица а) и пример изведбе б) [1]



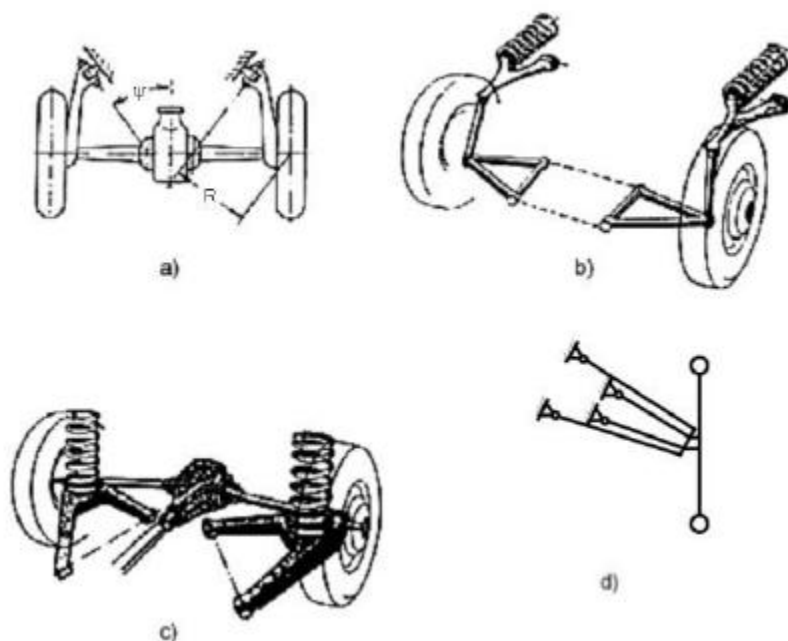
Слика 21 – Независни систем ослањања са померањем точка у попречној равни са две подужне вођице различитих дужина [1]

На сликама 19, 20 и 21 код таквог типа вођења долази до промене трага што доводи до бочног клизања пнеуматика и повећаног хабања, као и до промене нагиба што доводи до жироскопских момента и „лепршања“ точкова.

Код решења са једном вођицом даје у основи сличну кинематику точкова као и систем зависног ослањања (са знатним променама трага и угла нагиба точкова). А механизам са две вођице исте дужине обезбеђује померање точкова у паралелним равнинама. Док код решења механизма са две попречне вођице различите дужине доводи и до промене нагиба точка и до промене у трагу точкова. Одговарајућим избором односа дужина горње и доње вођице могу се свести ове негативне појаве на умерене величине (траг точкова 4-5 mm, нагиб точка 5-6 степени).



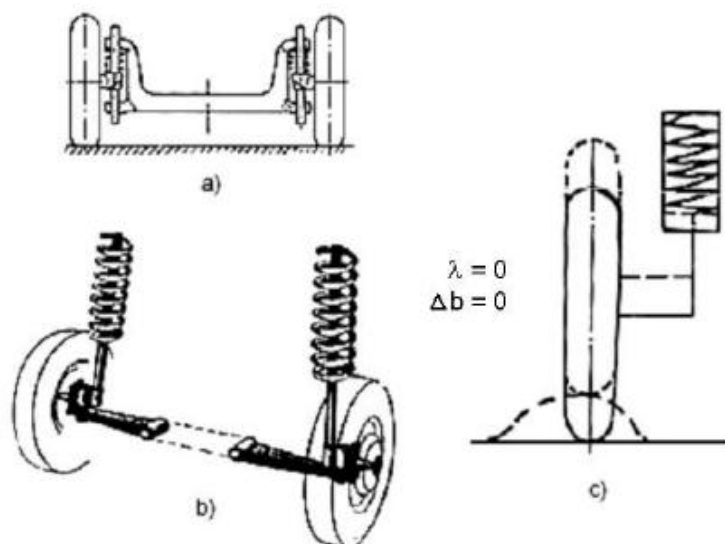
Слика 22 – Систем независног ослањања са померањем точка у уздужној равни са једном или две подужне вођице [1]



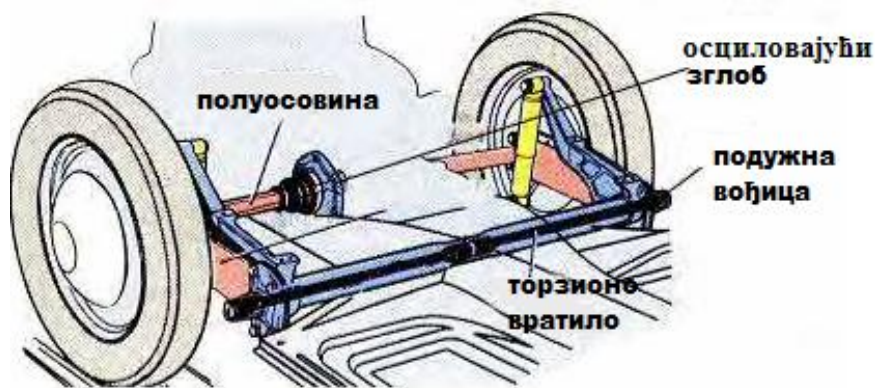
Слика 23 – Систем независног ослањања са померањем точка у уздужној и попречној равни са вођицама под углом у односу на уздужну и попречну равни [1]

На слици 25 је приказ практично изведеног независног еластичног ослањања погонске задње осовине са торзионим вратилом и вођењем у подужној равни једном вођицом. Практично извођење независног ослањања торзионим вратилима предње осовине са вођењем у подужној равни је приказано на слици 26.

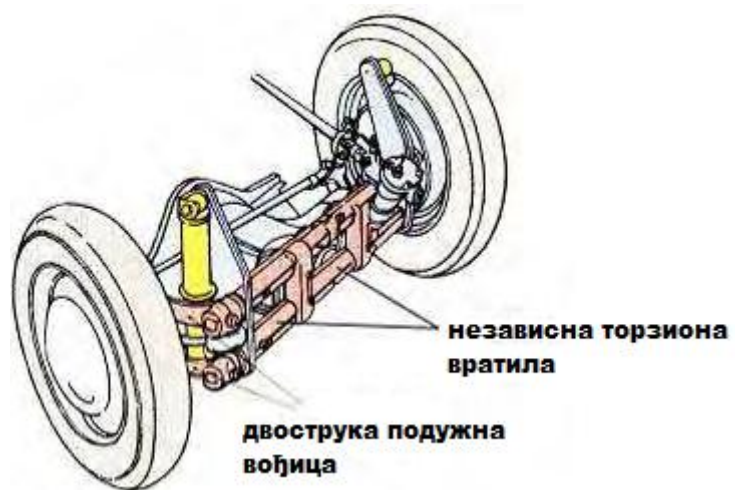
Недостатак оваквих решења су промене ширине трага точкова које су код вођења са једном вођицом, значајне и уз промене нагиба точкова.



Слика 24 - Систем еластичног ослањања са померањем точка у вертикалној равни преко вођице [1]



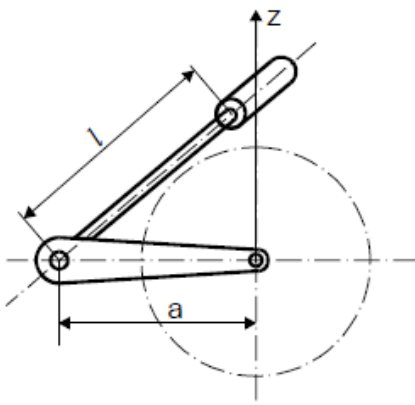
Слика 25 – Приказ независног еластичног ослањања задње осовине [3]



Слика 26 – Приказ независног еластичног ослањања предње осовине [3]

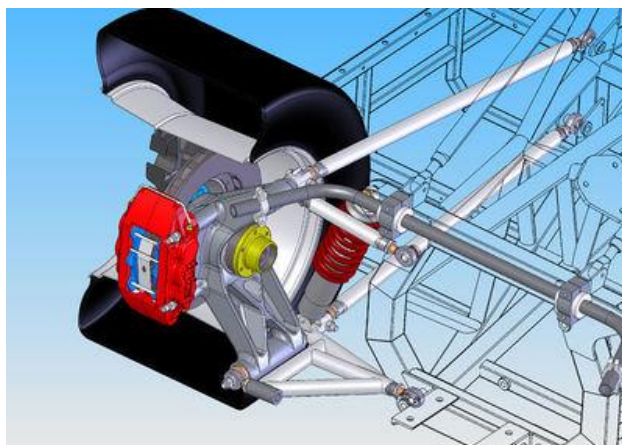
3. Торзионе опруге (торзиони штапови)

Као еластични елемент, торзиона опруга се примењује углавном код независног система ослањања. На слици 27 је дат приказ једног торзионог штапа, дужине „ l “ код кога је један крај чврсто учвршћен, а други на краку „ a “ на точак. Силу Z која увија торзиони штап стварају вертикални удари пута. Еластичност торзионе опруге враћа точак у првобитан положај, по престанку деловања силе Z [1].

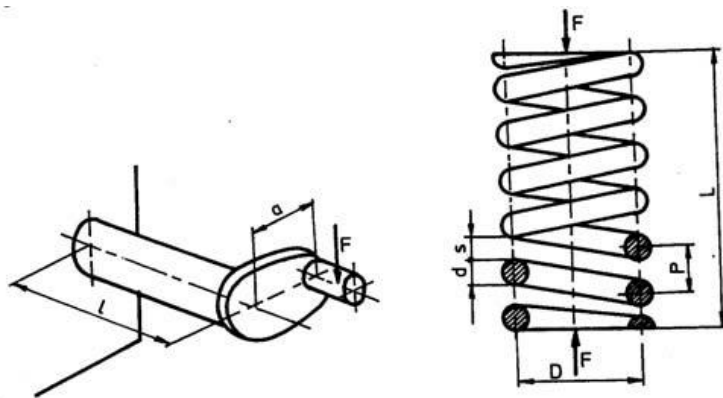


Слика 27 – Торзиона опруга [1]

Добра особина торзионих опруга је мала тежина и габарити (димензије) и не захтевају посебно одржавање. Ограничена им је употреба јер је тешко добити материјал који одговара потребним карактеристикама на увијање ($30^\circ/1\text{ m}$). Израђују се од правих штапова правоугаоног или кружног пресека, из једног или више комада. На слици 28 је приказан пример торзионих штапова. Детаљи торзионих опруга и начин њихове уградње на возила су приказани на сликама 29, 30, 31, 32.



Слика 28 – Торзиони штапови [5]

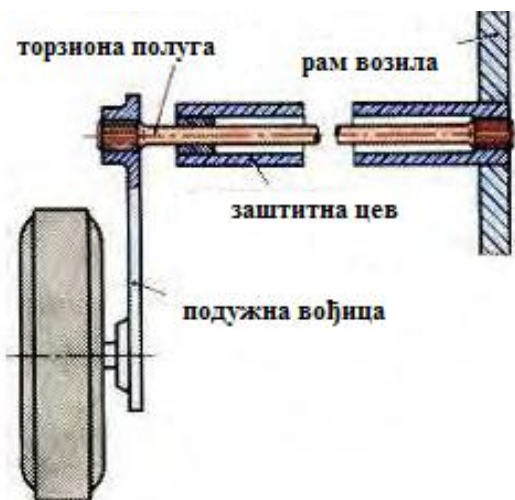


Слика 29 – Торзионе опруге [4]

Недостатак им је што не могу преузети функцију вођења или пригушивања па се могу примењивати само у сложенијим система ослањања. Такође захтевају и посебне ситуације за уградњу и зависно од концепта могу се приказати као веома погодни или напротив, тешко применљиви.



Слика 30 – Челична торзиона опруга [3]



Слика 31 – Челична торзиона опруга [3]



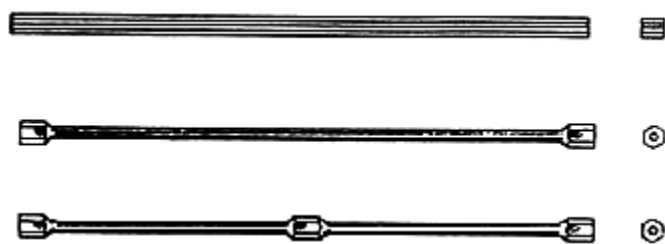
Слика 32 – Торзиона опруга са гуменим елементом [3]

На слици 33 су приказана нека конструктивна решења, а примери уградње торзионих опруга су дати на слици 34, 35, 36.

Често примењиване врсте торзионих опруга (слика 33), где се полука израђена од опружног челика напреже на увијање, дејством силе на крај једне једнокраке полуке за коју је фиксирана главчина точка. Најчешћа примењен материјал полука је опружни челик са пуним кружним профилем. А постоје и различите конструкције полука: користе се пуни кружни или квадратни профили, пакети плjosнатих четвороугаоних полука, цеви са разрезаним зидовима.

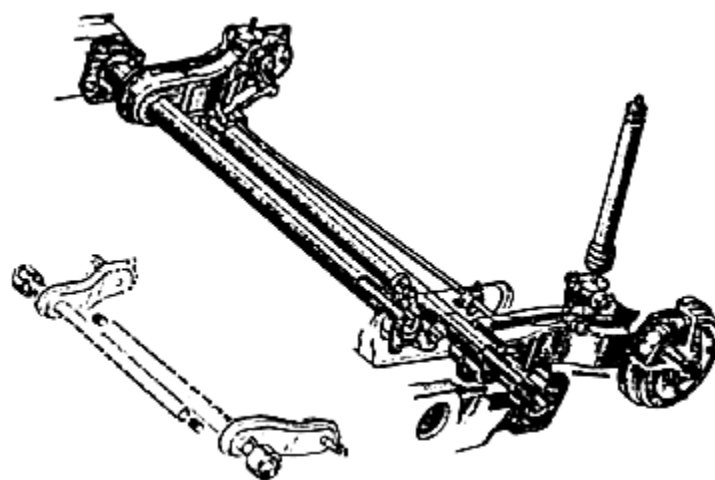
Ако је торзиона полука кружног профила, на крајевима постоји ожљебљење чиме се иста фиксира на једним крајем за рам или каросерију, док је на другом крају једнокрака полука везана за конструкцију која носи точак („ленкер“).

Торзионе опруге налазе примену како код теретних, тако и код путничких возила. На тешким теретним возилима (нпр. камион „Татра“), или на тенковима (нпр. Т 55, Т 85 – домаћи тенк), како би знатно продужили век трајања, торзионе опруге се пре уградње „тренирају“ на увијање [1].

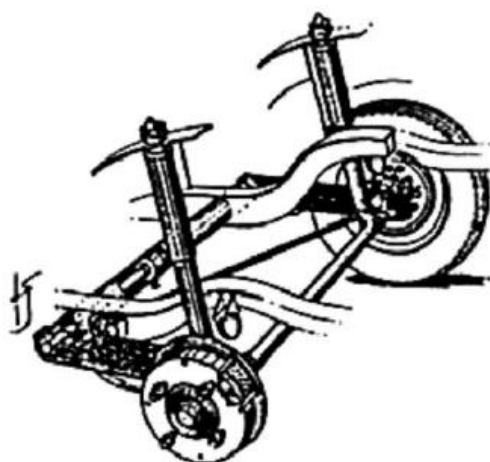


Слика 33 – Конструктивни облици торзионих опруга [1]

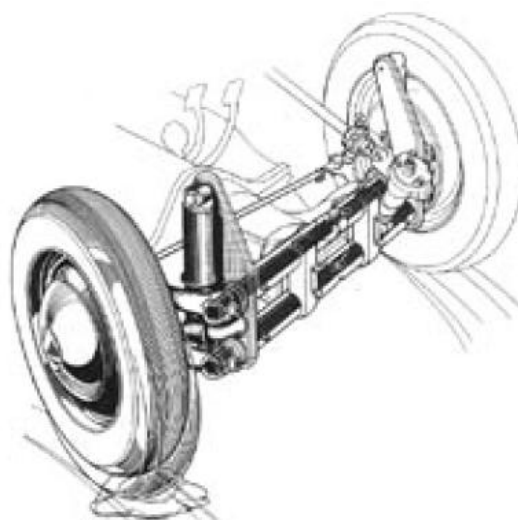
На слици 37 је приказ торзионих штапова, а на слици 38 је дато предње еластично ослањање.



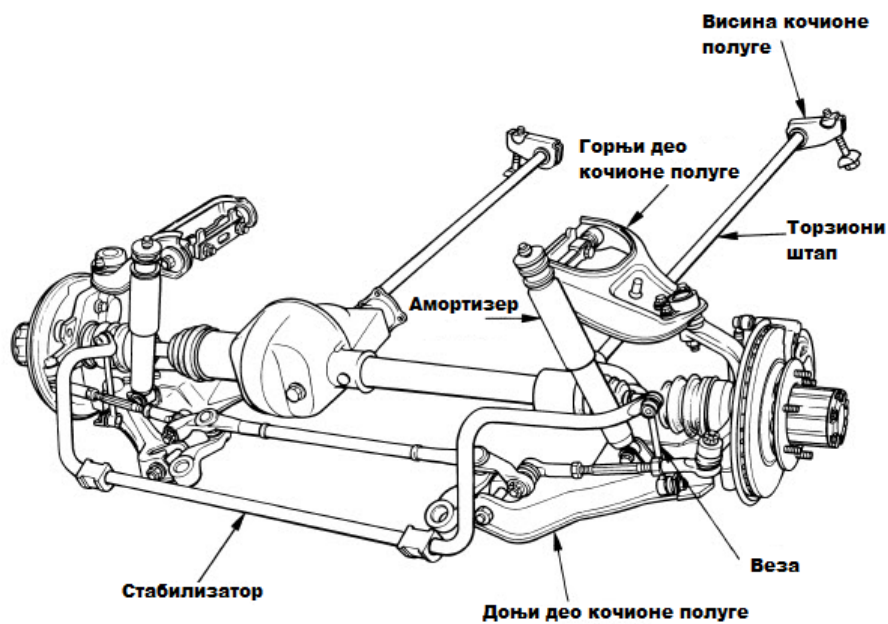
Слика 34 – Торзине опруге код задњег ослањања Реноа [1]



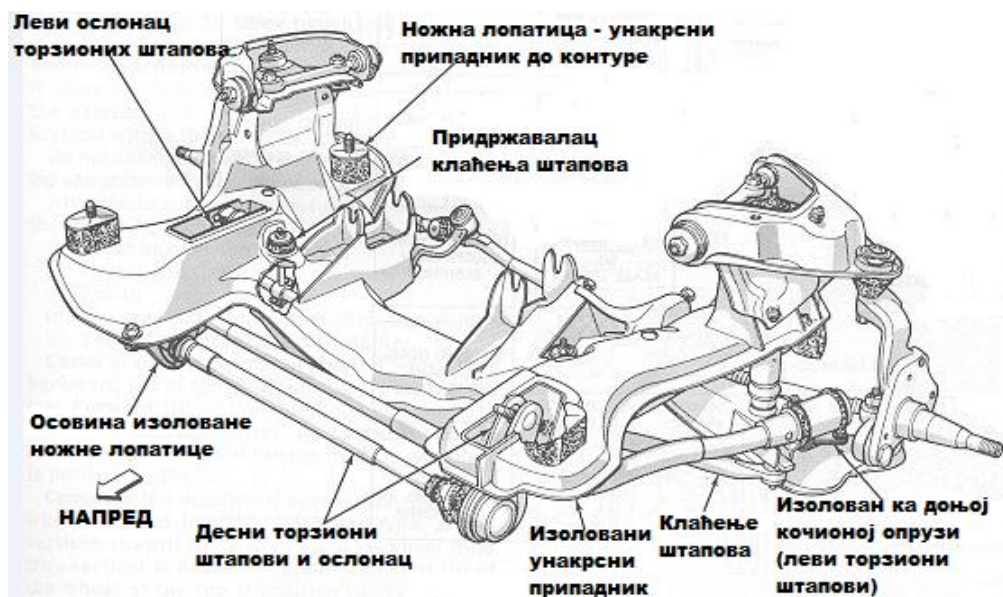
Слика 35 – Торзионе опруге код задњег ослањања возила Ауди-ја [1]



Слика 36 – Пример примене торзионих штапова у склопу предњег еластичног ослањања аутомобила VW – 1200 [1]



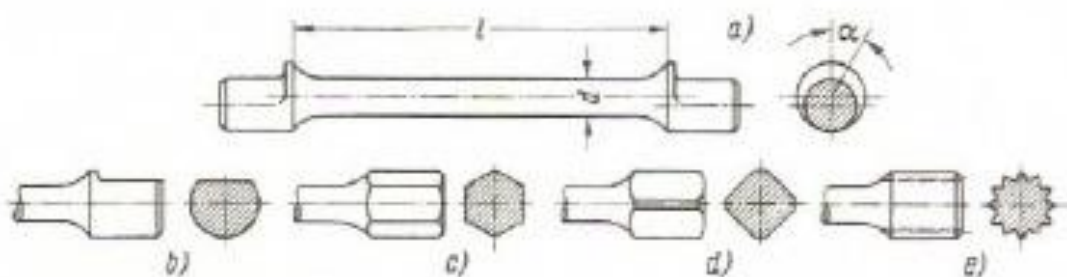
Слика 37 – Торзионе опруге постављене у подужном правцу [6]



Слика 38 – Предње еластично ослањање [6]

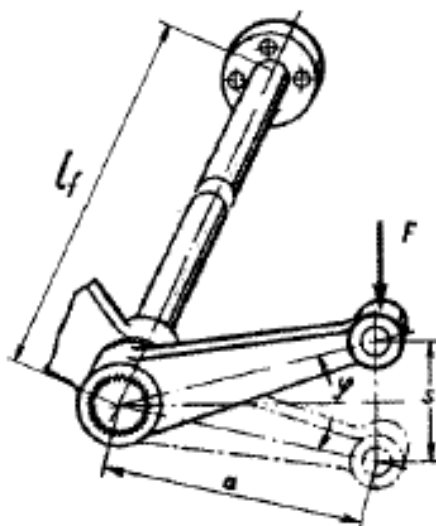
3.1. Равна шипкаста (округла) торзиона опруга

На слици 39 су равне торзионе опруге које се употребљавају као пригушивачи торзионих вибрација (нпр. зглобна вратила на моторним возилима), за мерење сила притезања код моментних кључева, еластичних спојница и слично. Оне делују опружно закретањем стањеног струка опруге. Слика приказује разна учвршћења крајева, где је код крајева са троструким озубљењем могуће премештање од зуба до зуба [7].



Слика 39 – Равна торзиона опруга са разним завршецима за стезање а) ексцентар, б) пљоснати део, ц) шестоугао, д) четвороугао, е) троугласт профил [7]

Због урезаног деловања на местима учвршћења крајеви опруге су појачани, а прелазна конструкција пажљиво заобљена. Накнадно резање конструкције или фино брушење повисује динамичку издржљивост. На слици 40 је дат приказ равних торзионих штапова.



Слика 40 – Равни торзиони штапови [7]

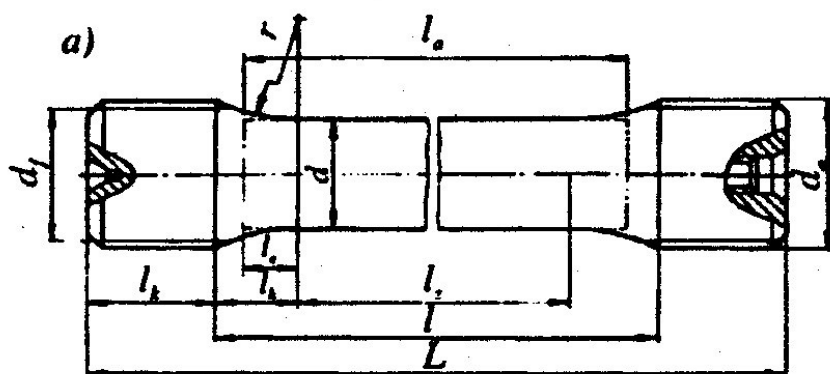
4. Прорачун торзионих штапова

4.1. Прорачун простих торзионих штапова

Просте торзионе опруге (слика 41) су најчешће округли штапови са квалитетном површинском обрадом, израђени од топло ваљаног челика за побољшање предвиђеног за торзиона напрезања (Č4830, 50CrV4). Један крај оваквог штапа је фиксиран, док је други тако улежиштен да може да се окреће око своје осе.

Ако момент увијања T делује на слободни крај штапа, онда долази до његовог еластичног увијања на активној дужини l_a , пречника d . Како би се смањила концентрација напона и искоришћења материјала прелаз између крајева и активног дела штапа се изводи преко одговарајућих прелазних заобљења [9].

Код еластичних спојница се примењују просте торзионе опруге, као носеће опруге код теретних возила, као и за мерење обртног момента код динамометарских кључева. Недостатак ових опруга је што због своје дужине захтевају простор за уградњу.



Слика 41 – Приказ торзионе опруге [9]

Прорачун статички оптерећених простих торзионих опруга састоји се у провери тангентних напона увијања:

$$\tau_u = \frac{T}{W_p} \frac{16}{\pi d^3} \leq \tau_{udoz} \quad (1)$$

Затезна чврстоћа за материјале је:

$$1600 \text{ N/mm}^2 < R_m < 1800 \text{ N/mm}^2 \quad (2)$$

док је дозвољени статички напон увијања:

$$\circ \text{ за опруге са преднапрезањем: } \tau_{udoz} = 1020 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3)$$

○ за опруге безпреднапрезања: $\tau_{udoz} = 700 \frac{N}{mm^2}$ (4)

Код динамички оптерећених простих торзионих опруга торзиони момент се мења у границама $\Delta T = T_2 - T_1$, па је за прорачун меродаван напон τ_h који треба да буде мањи од динамичке издржљивости τ_H :

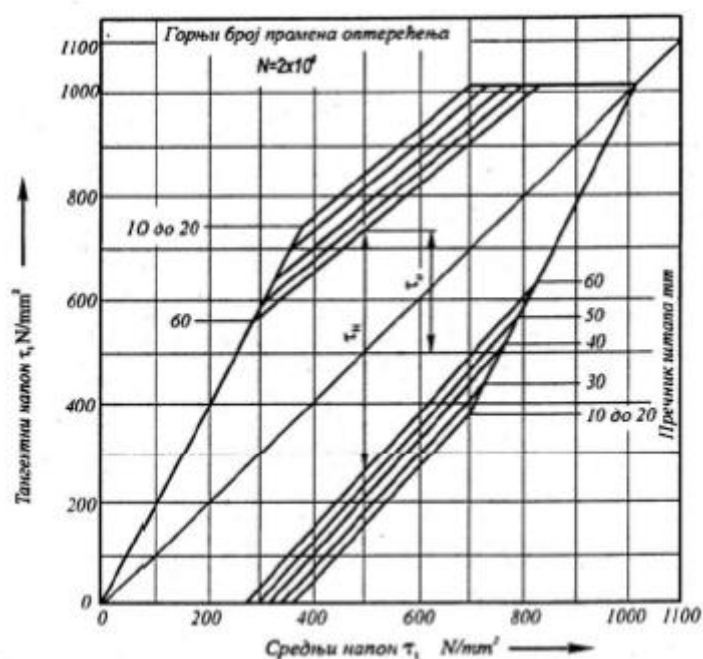
$$\tau_h = \frac{16\Delta T}{\pi d^3} \leq \tau_H \quad (5)$$

Угао деформације:

$$\varphi = \frac{TI_a}{I_p G} \quad (6)$$

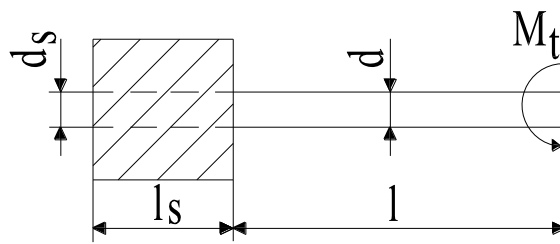
$$I_p = \frac{d^4 \pi}{32} \quad (7)$$

$$G = 78500 \frac{N}{mm^2} \quad (8)$$



Слика 42 – Приказ напона код торзионог штапа [9]

Прорачун простих торзионих опруга изложених увијању са различитим попречним пресецима је приказан у наставку.



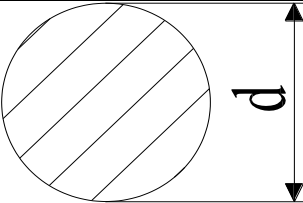
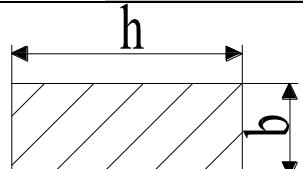
Слика 43 – Проста торзиона опруга изложена увијању [10]

M_t - момент увијања

c - крутост торзионог вратила

$$c = \frac{M_t}{\varphi} \quad (9)$$

Табела 1: Приказ попречног пресека [10]

Попречни пресек	Напон τ (Pa)	Угао φ (rad)
	$\frac{M_t}{W_o} = \frac{16M_t}{\pi d^3}$	$\frac{2l}{d} \frac{\tau_{\max}}{G} = \frac{32M_t l}{G \pi d^2}$
	На средини h: $\frac{M_t}{k h b^2}$ На средини b: $\frac{k_1 M_t}{k h b^2}$	$\frac{M_t h}{G a b^3 h}$

Табела 2: Рачунски приказ за x/b , k , α , k_1

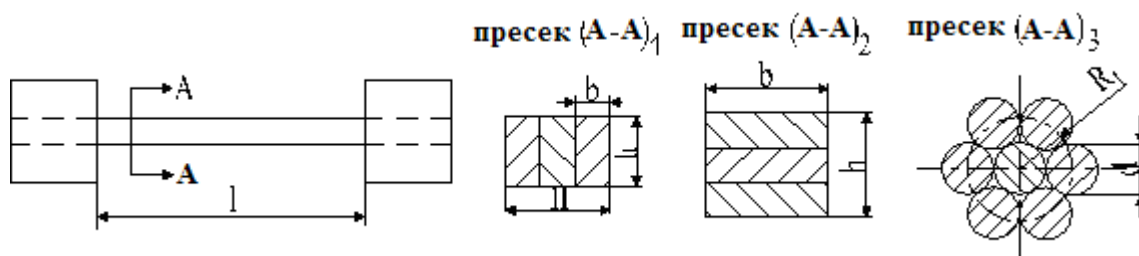
x/b	1	1.5	1.75	2	2.5	3	4	10
k	0.208	0.231	0.239	0.246	0.258	0.267	0.282	0.312
α	0.141	0.196	0.214	0.229	0.249	0.263	0.281	0.312
k_1	1	0.86	0.82	0.79	0.77	0.75	0.74	0.74

Функционална дужина вратила се одређује у односу на статички дозвољени угао увијања: $\varphi_{st} = 0.25 \text{ rad/m}$:

$$l = \frac{\pi d^4}{32} \frac{\varphi_{st} G}{M_{st}}, l_s = (0.3 \div 0.6)l, d_s = (1.2 \div 1.3)d \quad (10)$$

4.2. Торзиона опруга сложеног попречног пресека

Торзиони штапови су најчешће кружног попречног пресека, иако могу бити и правоугаоног који се изводе као сноп трака сложених једна на другу. За исти торзиони момент се правоугаони штапови вишеугаоно деформишу од округлих. На крајевима штапа су главе за учвршћење.



Слика 44 – Попречни пресек сложене торзионе опруге [10]

- за пресек (A-A)₁:

$$H = i \cdot b, B = h, \text{ i-број ламела торзионог вратила.} \quad (11)$$

$$\tau = \frac{M_t}{kHB^2} = \frac{M_t}{k \cdot i \cdot b \cdot h^2}, k = k(H/B) = k(i \cdot b/h) \quad (12)$$

$$\varphi = \frac{M_t l}{G \cdot \alpha \cdot B^3 \cdot H} = \frac{M_t l}{G \cdot \alpha \cdot i \cdot h^3 \cdot b} \quad (13)$$

- за пресек (A-A)₃:

$$\tau = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3 \cdot i}, \text{ i-број вратила која чине сложено вратила.} \quad (14)$$

$$M_t = \frac{G \cdot I_o}{l} i \cdot \varphi + \frac{12E \cdot I_a}{l^3} (i_1 \cdot R_1^2 + \dots) \sin \varphi \quad (15)$$

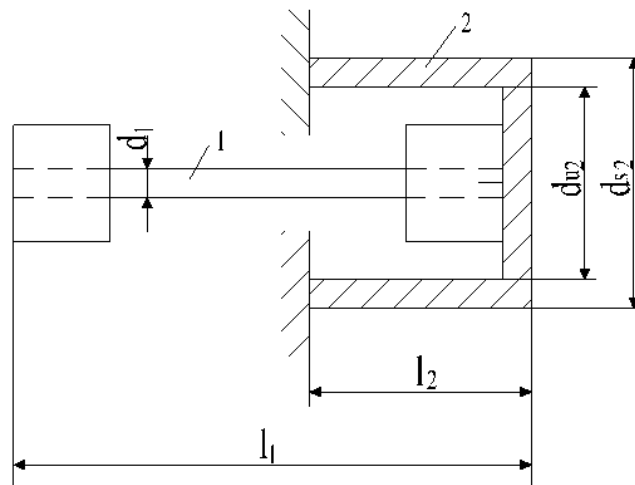
I_o -поларни момент инерције простог вратила,

$$I_a = I_o + \frac{R_1^2 \pi}{4} \text{ -аксијални момент торзионих компонената} \quad (16)$$

i_1, i_2 -број компонената у једном слоју

R_1, R_2 -положај слоја у односу на централну осу.

4.3. Спрега два торзиона (проста) вратила



Слика 45 – Спрега два торзиона вратила [10]

Напон увијања за вратило 1:

$$\tau = \frac{16M_t}{\pi d^3} \quad (17)$$

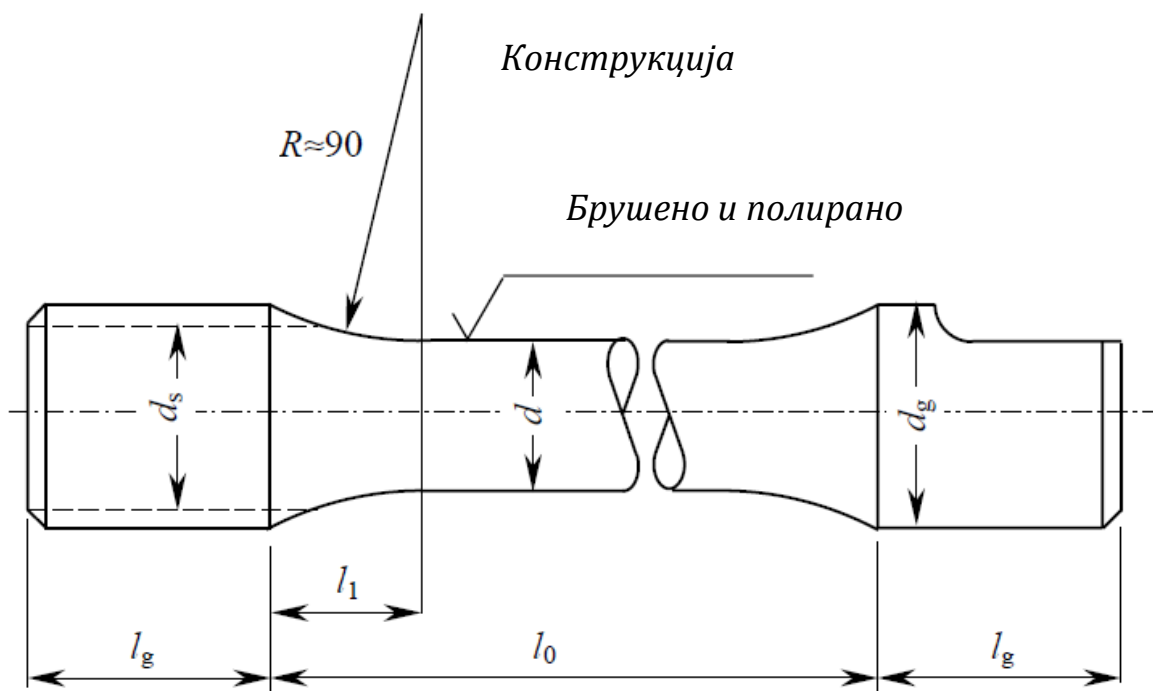
Напон увијања за вратило 2:

$$\tau = \frac{16M_t d_{s_2}}{\pi (d_{s_2}^4 - d_{u_2}^4)} \quad (18)$$

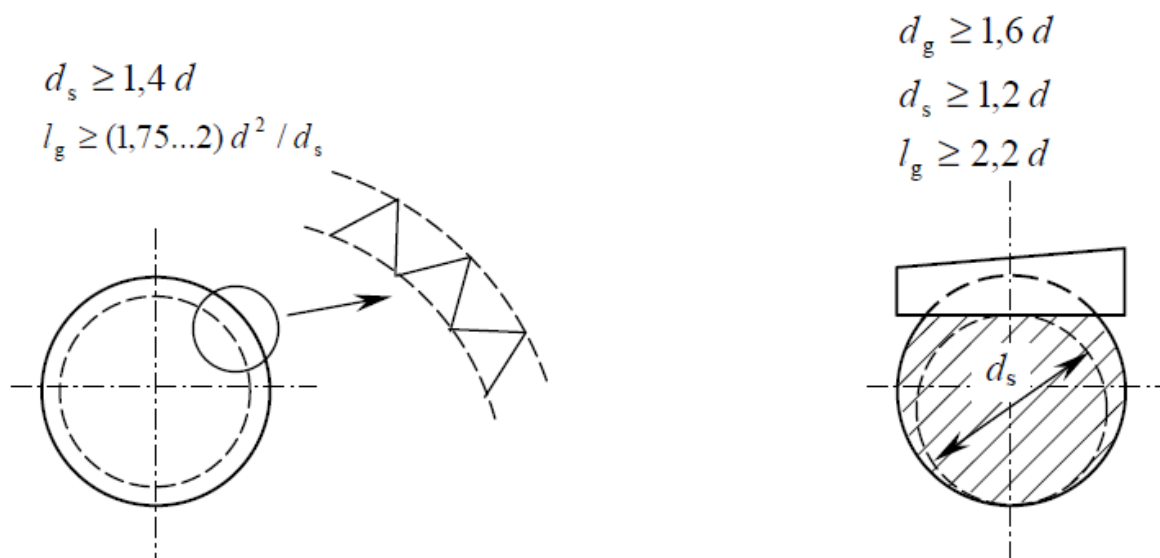
Угао увијања система вратила:

$$\varphi = \frac{32M_t}{\pi G} \left(\frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_{s_2}^4 - d_{u_2}^4} \right) \quad (19)$$

4.4. Пример прорачуна торзионих штапова



Слика 46 – Прорачун торзионих штапова [2]



Слика 47 – Равни торзциони штап [7]

Најчешћи материјали су челици за побољшање 50CrV4 и 51CrMoV4. Тангенцијално напрезање при торзији штапа округлог попречног пресека [2].

Као илустрација прорачуна посматра се преднапрегнути торзциони штап који је изложен моменту увијања који се креће у границама $T_1 = 1200 Nm$ до $T_2 = 400 Nm$. Штап је израђен од топло ваљаног челика Š4830 (50CrV4), према стандарду DIN 17221 са брушеним и сачмареним површинама. Модул клизања материјала опруге $G = 78500 \frac{N}{mm^2}$, угао еластичног увијања опруге $\varphi = 0.25 rad/m$:

$$\tau_{t1} = \frac{T_1}{W_p} = \frac{T_1}{\frac{d_1^3 \cdot \pi}{16}} \leq \tau_{tdop} \quad (20)$$

$$\tau_{t2} = \frac{T_2}{W_p} = \frac{T_2}{\frac{d_2^3 \cdot \pi}{16}} \leq \tau_{tdop} \quad (21)$$

T – обртни (торзиони) момент опруге, (Nmm),

τ – торзионо напрезање у пресеку штапа $\leq 700 \text{ N/mm}^2$,

$W_p (\text{mm}^3)$ – момент отпора пресека штапа при увијању, $W_p \leq 0,2 d^3$,

Вредности τ_{tdop} су дате у табели. Потребан пречник торзионог штапа:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot \tau_{tdop}}} = 20.59 \text{mm} \quad (22)$$

Усвајам $d_1 = 21 \text{mm}$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot \tau_{tdop}}} = 14.28 \text{mm} \quad (23)$$

Усвајам $d_2 = 15 \text{mm}$

Угао увијања торзионог штапа округлог попречног пресека:

$$\varphi = \frac{T \cdot l_o}{G \cdot I_p} = \frac{T \cdot l_o}{G \cdot \frac{d^4 \cdot \pi}{32}} \quad (24)$$

$G (\text{N/mm}^2)$ – модул клизања материјала опруге,

$I_p (\text{mm}^4)$ – момент инерције при увијању $I_p \approx 0,1 (d^4)$,

l_o – дужина струка опруге, (mm),

φ – угао еластичног увијања, (rad).

Одређивање дужине из потребног угла увијања:

$$l_{o1} = \frac{G \cdot d_1^4 \cdot \pi}{32 \cdot T_1} \cdot \varphi = 312.623 \text{mm} \quad (25)$$

Усвајам $l_{o1} = 313 \text{mm}$

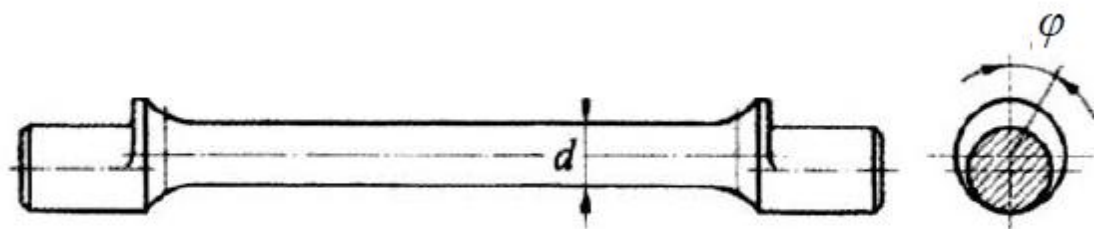
$$l_{o2} = \frac{G \cdot d_2^4 \cdot \pi}{32 \cdot T_2} \cdot \varphi = 243.721 mm \quad (26)$$

Усвајам $l_{o2} = 244 mm$

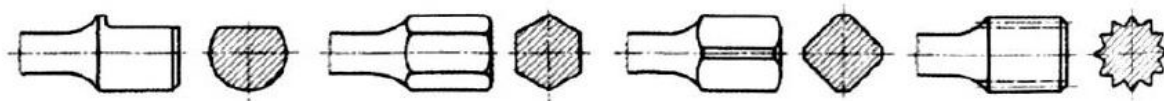
Торзиони коефицијент крутости опруге [2]:

$$c = \frac{T}{\varphi} = \frac{G \cdot \pi \cdot d^4}{32 \cdot l_o} \quad (27)$$

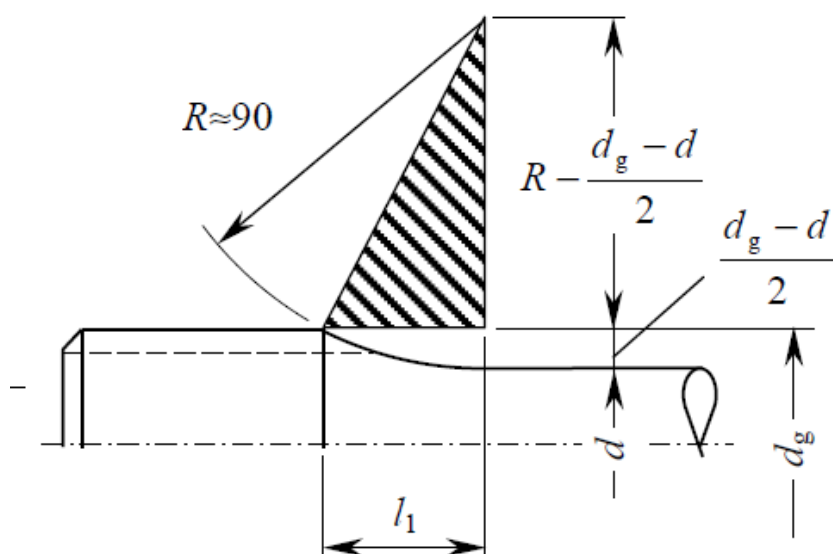
На слици 47 су торзиони штапови, где на крајевима штапа делује момент торзије T . Облици завршетака (слика 48) - Користе се нпр. код момент кључева и као замена за класичне завојне торзијске опруге код точкова возила (VW, Audi, Renault) и мањих приколоца:



Слика 48 - Торзиони штапови - на крајевима штапа делује момент торзије T [1]



Слика 49 - Облици завршетака [2]



Слика 50 – Дужина заобљеног дела [7]

Дужина заобљеног дела из Питагорине теореме (слика 50):

Усвајам $d_g = 25\text{mm}$

$$l_1^2 = R^2 - \left(R - \frac{d_g - d}{2}\right)^2 \quad (28)$$

$$l_1 = \frac{1}{2} \sqrt{(d_g - d)[4R - (d_g - d)]} = 17\text{mm} \quad (29)$$

Табела 3 - Делотворна дужина заобљеног дела $l_{1r} = \varepsilon \cdot l_1$ [7]

d_g/d	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2
ε	1	0.795	0.669	0.584	0.521	0.475

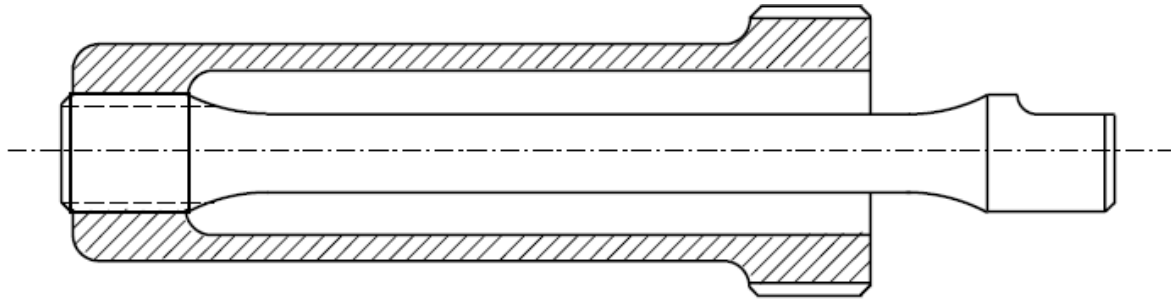
$$d_g/d = 1.2 \quad (30)$$

Усвајам $\varepsilon = 0.795$

Делотворна дужина штапа (слика 50):

$$l = l_0 - 2l_1 + 2l_{1r} = l_0 - 2l_1(1 - \varepsilon) = 306\text{mm} \quad (31)$$

За дуге штапове може се узети да је $l = l_0$. Понекад се примењује (обично за возила) цев или комбиновано (штап и цев) [7].



Слика 51 – Дужина штапа [7]

Акумулирана енергија:

$$E_p = \frac{T \cdot \varphi}{2} = \frac{l}{2I_p \cdot G} \cdot T^2 = \frac{l \cdot W_p^2}{2I_p \cdot G} \cdot \tau^2 \quad (32)$$

За округли пресек:

$$\varphi = \frac{2 \cdot l \cdot T}{d \cdot G} \quad (33)$$

$$E_p = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot l}{16 \cdot G} \cdot \tau^2 = 165 \text{ Nm} \quad (34)$$

5. Закључак

Задатак система за ослањање је да обезбеди еластичну везу између точкова и оквира тј. каросерије, а тиме и стабилност возила у свим условима кретања. Приликом кретања возила по неравном терену долази до његовог осциловања које утиче на удобност, стабилност, вучне карактеристике, управљивост, чврстоћу и поузданост.

Како би се динамичке силе које делују на точкове, шасију и каросерију ублажиле и дале жељени карактер осциловањима возила, служи систем за ослањање. Значај система за ослањање је већи уколико је већа брзина кретања.

Карактеристика система за ослањање је у највећој мери дефинисана еластичним ослонцима. Еластични ослонци се израђују од метала и од неметала. И у металне еластичне ослонце спадају торзионе опруге, које смо и обрађивали у овом раду.

Опруга је еластични машински део који под утицајем спољних сила акумулира енергију, и након растерећења је врати у облику потенцијалне енергије, целу или умањену. У пракси се опруге употребљавају за различите намене. У раду су приказани прорачун простих и сложених торзионих опруга и равне шипкасте (округле) торзионе опруге.

6. Литература

- [1] Филиповић, И.: Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли, Тузла, 2006
- [2] http://www.riteh.uniri.hr/zav_katd_sluz/zvd_kons_stroj/katedre/konstruiranje/kolegiji/ke1/ke1_materijali_vj/KE1%20www%202012%20Opruge.pdf, преузето са интернет странице 05.10.2013.
- [3] Стефановић, А.: Друмска возила-основи конструкције, Центар за моторе и моторна возила Машинског факултета у Нишу и Центар за безбедност Машинског факултета у Крагујевцу, 2010
- [4] <http://polj.uns.ac.rs/Files/osnpoljtehnike/poglavlje5.pdf>, преузето са интернет странице 06.10.2013.
- [5] <http://fsae.scripts.mit.edu/motorhead/index.php?title=File:TorsionBar.jpg>, преузето са интернет странице 09.10.2013.
- [6] <http://www.dippy.org/svcman/sm02.html>, преузето са интернет странице 02.10.2013.
- [7] Obsieger В.: Елементи стројева I, Свезак I, Ријека 2001.
- [8] Кнор. П.: Пројектовање и конструкција моторних возила, Сарајево 2005/2006.
- [9] Јанићијевић, Н., Јанковић, Д., Тодоровић, Ј.: Конструкција моторних возила, Машински факултет, Београд, 1987
- [10] Јанковић, А.: Динамика аутомобила, Машински факултет Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2008
- [11] http://nikolavujic.weebly.com/uploads/3/4/8/0/3480733/sistem_za_oslanjanje.pdf, преузето са интернет странице 08.10.2013