

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Компјутерска анализа конструкција

Број индекса: 314/2011

Јована Ж. Рашић

**Структурна статичка анализа помоћне шасије
камиона
мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Зорица Ђорђевић, доцент - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да:

- 1.Опише рамове, односно оквире возила и подели их по врстама.
- 2.Прикаже примере помоћних рамова са надградњом.
- 3.Изврши пројектовање помоћне шасије камиона.
- 4.Технички опише надградњу (подаци, опис возила, распоред маса по осовинама и допуштене носивости возила).
- 5.Изврши контролу чврстоће шасије у виду прорачуна оптерћења и контроле напрезања.
- 6.Уради 3D модел помоћне шасије.
- 7.Изврши испитивање структурне статичке анализе помоћне шасије камиона аналитичком методом.
- 8.Упореди добијене нумеричке и аналитичке резултате прорачуна.

Приликом израде рада кандидат мора да поштује задату форму рада у виду дефинисаног садржаја рада, величине и фонта слова, затим израде: увода, закључка, коришћене литературе, кратког резимеа на српском и енглеском језику.

Препоручена литература:

[1] Вера Николић, *Машински елементи теорија, прорачун, примери*, Машински факултет Крагујевац, Крагујевац, 2004.

[2] Александар Стефановић, *Друмска возила – основи конструкције* -, Машински факултет

Ниш, Ниш 2010.

Крагујевац, 2013.

ментор:

Др Зорица Ђорђевић доцент

Резиме

У оквиру мастер рада приказана је и објашњена имплементација и примена две различите врсте прорачуна: аналитичком и нумеричком методом.

Процес скраћивања времена прорачуна и бржег развоја потребан је због веће конкурентности на тржишту, избегавања монотоних рачунања и понављања истоветних радњи, које би иначе биле дуготрајне за прорачун шасије.

У раду је урађен 3D модел помоћне шасије задате техничким задатком и дат је приказ техничке документације делова шасије.

За задато возило нумеричким путем утврђује се техничке карактеристике, подаци, распоред масе по осовинама, носивост осовина, допуштена носивост возила и контрола чврстоће помоћне шасије, како би се повећала безбедност експлоатације возила.

Предност аналитичког прорачуна је што се врло лако може вршити промена врсте материјала од којих је шасија израђена и притом добију резултати који упућују ка жељеним особинама шасије.

Провером аналитичким путем напонско-деформационог стања приказују се сликовито недостаци, односно предности као и поједине тачке на шасији које су изложене већем оптерећењу.

При извршењу структурне статичке анализе добију се величине максималних и минималних напона и деформација који се јављају услед задатог оптерећења помоћне шасије.

Кључне речи: помоћна шасија, рам, контрола чврстоће, моделирање, напонско-деформационо стање.

Summary

In the master thesis is presented and explained the implementation and application of two different types of budgets: analytical and numerical methods.

The process of reducing the time and budget required to faster development due to increasing competition in the market, to avoid monotonous repetition of identical computations and actions that would otherwise be long-term budget for the chassis.

This paper was prepared 3D model for a given chassis technical task and presents the technical documentation chassis parts.

For a given vehicle is numerically determined by technical characteristics, the data distribution of mass among the axles, axle load, allowable payload and strength control sub-frame, in order to increase the safety of the operation of vehicles.

The advantage is that the analytical calculation can be easily made change in the type of material of which the chassis is made and thereby obtain results that point to the desired properties chassis.

Checking analytically stress-strain state is displayed graphically shortcomings and advantages as well as certain points on the chassis that have a higher exercise testing.

In the execution of the structural static analysis to obtain the size of the maximum and minimum stresses and strains that occur due to a given load sub-frame.

Keywords: auxiliary chassis, frame, control strength, modeling, stress-strain conditions.

Садржај

1. Увод.....	1
2. Рам – оквир возила.....	4
2.1 Подела рамова.....	6
2.1.1 Комбиновани рам.....	7
2.1.2 Оквир у облику платформе.....	8
2.1.3 Самоносива каросерија.....	10
2.1.4 Цевасти рам.....	11
2.1.5 Подужни профилисани рамови.....	12
3. Примери помоћних рамова са надградњом.....	13
4. Конструкција помоћне шасије камиона.....	17
5. Технички опис надградње.....	21
5.1 Подаци и опис возила.....	21
5.2 Распоред маса по осовинама, носивост осовина и допуштена носивост возила.....	22
6. Контрола чврстоће шасије.....	25
6.1 Прорачун оптерећења.....	25
6.2 Контрола напрезања.....	26
7. 3D моделирање.....	29
8. Структурна статичка анализа.....	30
8.1 Полазни подаци.....	30
8.2 Особине материјала.....	30
8.3 Гранични услови и оптерећења.....	31
8.4 Солвер.....	34
8.5 Приказ резултата добијених у <i>Autodesk Inventor Profesional</i> софтверу.....	35
8.5.1 Визуелизација резултата добијених у <i>Autodesk Inventor Profesional</i> софтверу.....	36
8.6 Упоређивање резултата анализе добијених аналитичким и нумеричким путем.....	38
9. Закључак.....	39
10. Литература.....	40

1. Увод

Свеукупна људска активност на Земљи, проток роба и путника неумитно условљава и убрзава развој саобраћајних средстава, од којих друмска моторна возила, свих врста и категорија имају значајно место у производњи сваке државе. Схватајући да овако велика производња једноставно мора за кратко време и да буде продата, сасвим довољно указује колико се напора и новца улаже у овај један сегмент свеукупне производње.

Софтверска технологија за тродимензионалну анализу користи се преко двадесет година и нуди значајна достигнућа за добијање резултата који могу да смање трошкове развоја и побољшају квалитет производа. Потреба да се што брже реагује на захтев тржишта представља један од изазова са којима се компаније данас суочавају у свим индустријским гранама. Пројектовање производа представља критичну активност производног процеса јер се процењује да је њен удео 70-80% од цене развоја и производње.

При конструкцији помоћне шасије, поред параметара који се задају пројектним задатком, захтевима о материјалима, управљачких јединица, спољашњих габарита, ергономије, постављају се и захтеви сигурности, електричне и механичке. Проблем је додатно отежан чињеницом да је обично производња једног прототип помоћне шасије јако скупа, и да при тестирању прототипа у вештачким условима није могуће испитивање баш свих ситуација које могу да се појаве у дуготрајној употреби. То није прихватљиво и стога се мора приступити пажљиво већ у првој фази – пројектовању, тако што ће се савременим софтверским алатима посебно пажљиво анализирати сви детаљи, почев од конструкције, преко материјала и оптерећења које мора бити исто као у реалним условима.



Слика 1.1: Шасија

Најодговорнији и интелектуално најсложенији процес у току развоја новог производа је његово пројектовање, под истим се подразумевају све активности везане за конципирање, конструисање и пројектовање. Због тога процес пројектовања и конструисања данас представља област у којој се интензивно и перманентно развијају нове методе и техника у циљу усавршавања нових процеса. Развој рачунарске технике довео је данас до развоја прорачунских и конструкционих решења у свим сегментима технике.

Структурном анализа пружа могућност да се још у раној фази пројектовања помоћне шасије добију поуздане информације о ваљаности претпостављених димензија, избору материјала као и исправности предвиђених конструктивних решења. Структурна анализа омогућава оптимизацију читаве конструкције у односу на дате захтеве и прописане услове.

Већина софтверских пакета који имају могућност структурне анализе заснивају се на методи коначних елемената. Моделирање коначним елементима и анализа је једна од најпопуларнијих инжењерских апликација који се нуде у постојећим *CAD-CAM* системима. У раду биће вршена структурна статичка анализа склопа помоћне шасије, а затим поређење резултата добијених аналитичким и нумеричким путем. Приказан је метод анализе коначних елемената (МКЕ) заснован на *Autodesk Inventor Profesional* програму, који се примењује код врло комплексних облика, као што су машински, грађевински и други склопови код којих је присутна велика статичка неодређеност, а уз то су изложени увек сложеним напрезањима.

2.Рам– оквир возила

Под рамом возила подразумева се систем елемената који има основни задатак да возилу обезбеди крутост и омогући причвршћивање осталих склопова шасије возила као што су:

- погонски агрегат,
- трансмисију,
- огибљење,
- кочиони,
- управљачки систем и
- каросерију.

На слици 2.1 је приказан рам односно шасија возила са предходно наведеним деловима склопа.



Слика 2.1: Шасија са погонским агрегатом, трансмисијом, огибљењем и кочионим системом

Један од задатака који се поставља при конструисању рам је да исти буде лак, омогући задржавање облика при дејству сила насталих вожњом у екстремно тешким, али унапред предвиђеним условима, сходно сврси возила. Из тих разлога рам се израђује по принципима лаке челичне конструкције [2].

Главна карактеристика материјала за израду шасије је [2]:

- лака заваривост,
- способност да се обликују деформисање, најчешће пресовање,
- и смањена тежина.

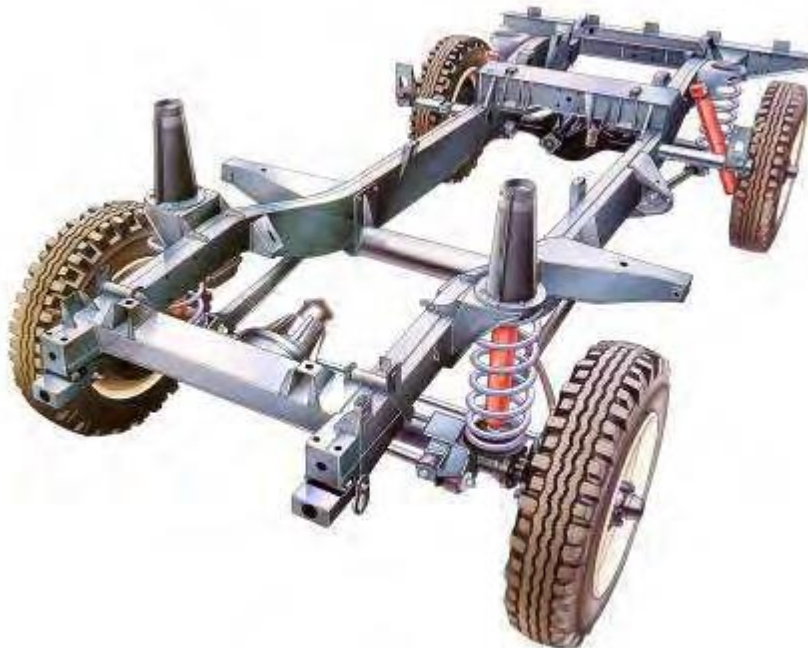
Стога су то у принципу материјали за израду шасије користе:

- челици за побољшање,
- конструкциони челици.

Шасија према пројектном решењу дели се на:

- монтажно демонтажну и
- једноделну.

Делови код монтажну демонтажу шасије су повезани завртњевима, док код једноделних то је постигнуто међусобним заваривањем челичних профила, најчешће је коришћен поступак тачкастим заваривањем.



Слика 2.2: Рам теренског возила „Land Rover“, израђен од заварених челичних профила са носећим елементима [2]

2.1 Подела рамова

Рам возила је веома важан део и при конструкцији возила му се посвећује посебна пажња, пошто је оптерећен веома великим оптерећењима, статичким и динамичким.

При пројектовању рама нарочито се мора обратити пажња на [3]:

- величине попречних пресека греда које се бирају на основу прорачуна рама на савијање и увијање. Моменти савијања који делују на рам, мењају се уздуже греде од вредности нула до максимума. Ради рационалног кориштења материјала обично се греде праве са променљивим попречним пресеком;
- максималну могућност снижења висине тежишта изнад тла;
- правилно димензионисање, да би се остварила потребна крутост. У случају удара предњег дела греде рама у било какву препреку, попречни носачи морају издржати ова напрезања, да не би дошло до смицања једне главне греде у односу на другу у уздужном правцу.

Статичко оптерећење рама изазивају тежине мотора, агрегата трансмисије и каросерије, а динамичко оптерећење силе и моменти који се појављују приликом кретања возила.

Каросерија возила служи за смештај возача, путника и терета. Заједно са рамом, каросерија образује основни носећи систем возила.

Каросерија се може за рам причврстити еластичном везом. У том случају се сви агрегати возила мотор, механизми трансмисије и управљачки механизам постављају на рам возила. У овом случају рам прима сва оптерећења која се јављају при кретању возила.

Ако је каросерија круто везана за рам помоћу завртанја, заковицама или заваривањем, све силе које се јављају при кретању возила прима рам заједно са каросеријом. Овакве каросерије називају се полуносеће.

Код неких конструкција возила функцију рама врши каросерија која прима на себе сва оптерећења која се јављају при кретању возила. Оваква каросерија назива се самоносећа.

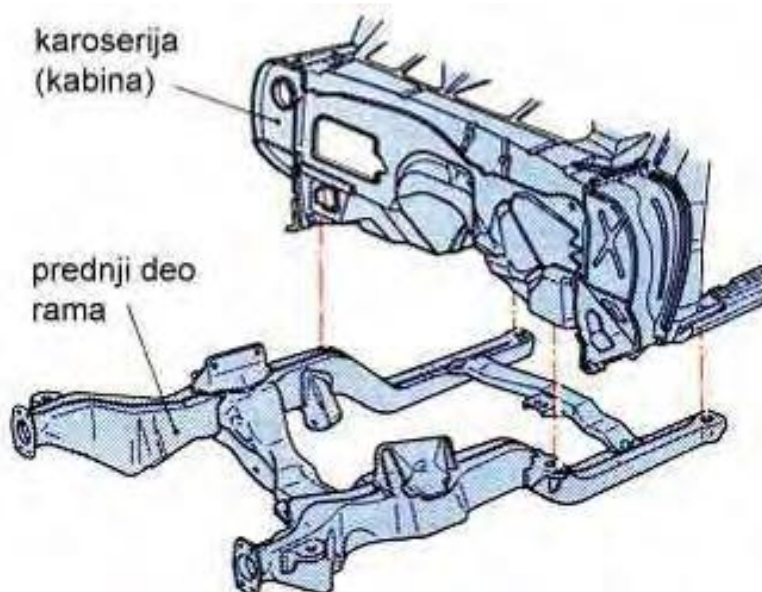
Облик рама возила зависи пре свега од намене истог, тако да се у пракси срећу веома различити облици.

Најзаступљенији, или боље речено оквири који би се могли сматрати основним варијантама су:

- комбиновани рам,
- оквир у облику платформе,
- цеваста рам,
- подужни профилисани рамови.

2.1.1 Комбиновани рам

Састоји се најчешће из два одељена рама, предњег и задњег, које у једну целину, најчешће по средини, спаја, најчешће по средини, самоносива каросерија. Повезивање каросерије са рамовима врши се у принципу завртњевима, тако да је веза раздвојива, што је приказано на слици 2.3.



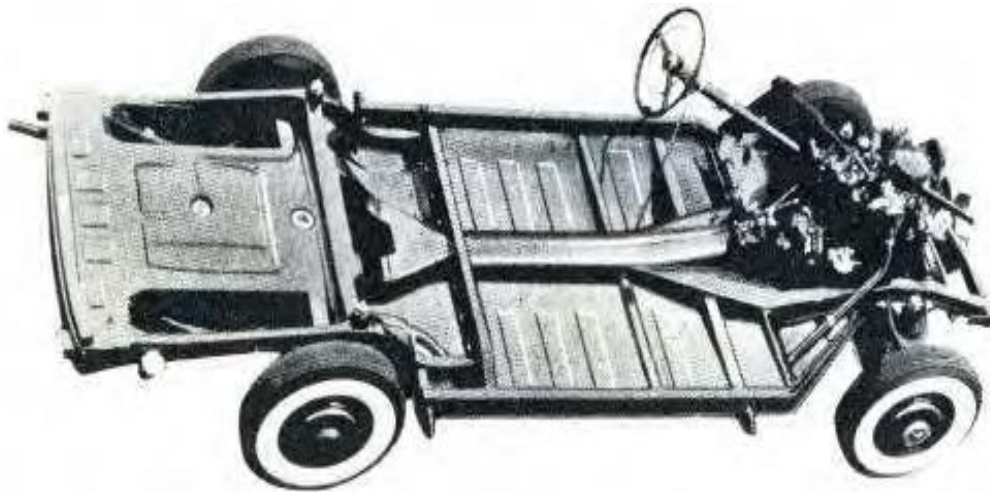
Слика 2.3 :Пример комбинованог рама

За рамове се везује систем ослањања возила, огибљење као и мотор, другим речима сви елементи повећаног динамичког оптерећења или масе. Овакав тип оквира се примењује код возила новије генерације, која су намењена коришћењу у урбаним условима и лакшим теренима. Основи смисао оваквих рамова је да се смањи укупна маса возила, али тако да ипак могу да поднесу већа оптерећења преко система ослањања него уобичајена путничка возила, намењена искључиво саобраћају у урбаним срединама. Чак и поједини произвођачи аутобуса користе овакву врсту шасија када се управљачки механизам, постављен на предњем делу рама, и мотор са погонском осовином, постављен на задњем делу рама, набављају од других произвођача, а самоносиву каросерију производи носилац марке аутобуса. Пример су аутобуси произвођача „Neobus“, који имају предњи и задњи део рама од фирме „Volvo“.

2.1.2 Оквир у облику платформе

Код путничких возила старије генерације, код којих је предвиђана уградња различитих облика и намена каросерије, веома често је био случај градње рама у облику платформе приказан на слици 2.4. Овакав рам је обједињавао подужне и попречне носаче као и тунел карданског вратила, што је давало стабилност и крутости конструкцији. На овај рам су се надграђивали попречни носачи од профилисаног лима, тако да су градили једну чврсту платформу [3].

Основна одлика овакве платформе је релативно велика крутост, мала сопствена маса и релативно ниски положај тежишта, мада на исто утичу и други битни елементи возила.



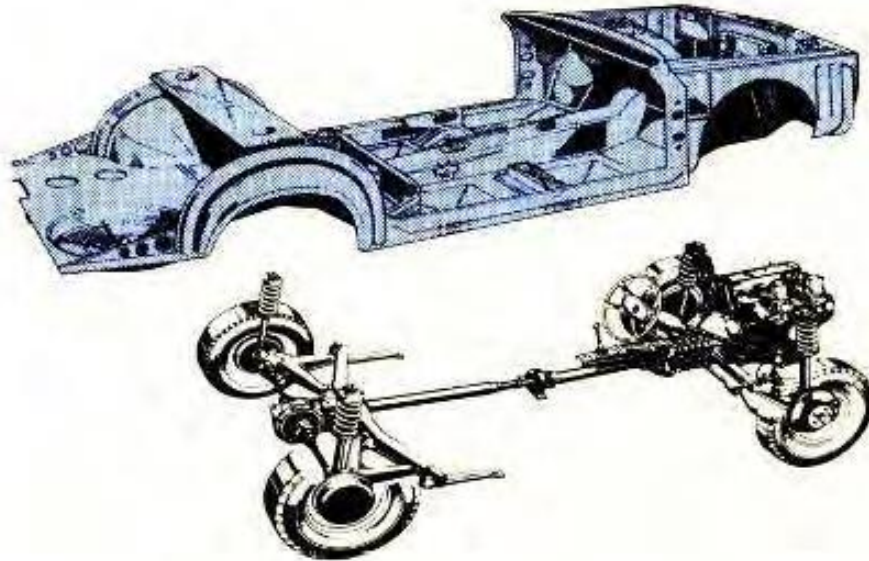
Слика 2.4 : Оквир путничког или доставног возила у облику платформе

Самим тим што основна платформа даје крутост конструкцији, оваква врста рамова се и данас користи у производњи возила типа самоградње или тамо где постоје различити малосеријски облици каросерија.



Слика 2.5: Оквир путничког возила у облику платформе намењен доградњи различитих облика каросерија

Даљи развој облика довео је до конструкције платформе изузетне крутости, а уз то веома лаке, за коју су везивани директно елементи система ослањања и возни построј возила. Код оваквих рамова места причвршћивања се уобичајено ојачавају дуплим профилисаним или дељим лимовима. Овакав тип рама чешће се назива подна група, приказано на слици 2.5. На овакву платформу се даље надграђивала каросерија различитих облика и намена.



Слика 2.6: Подна група са возним постројем

2.1.3 Самоносива каросерија

Предности подне групе логично су утицале на наставак усавршавања ове врсте рамова возила, тако да се додавањем носећих делова као носач мотора, ојачавањем места за причвршћивање система ослањања возила, заваривањем бочних и плафонских стубова и оквира, уз међусобно повезивање профилисаним бочним и плафонским лимовима, добијена је потпуно нова врста рамова – каросерије, такозване самоносиве конструкције каросерија, пример је приказан на слици 2.7.



Слика 2.7: Скица самоносиве каросерије путничког возила

Заваривање профилисаних лимова – елемената каросерије уобичајено се изводи тачкастим заваривањем, у аутоматима. Због значајне крутости овакве врсте каросерије, а да је при том и релативно лака, довело је да је оваква конструкција скоро потпуно заменила остале врсте рамова у конструкцији путничких возила. Основни материјал конструкције је још увек челик, односно челични лимови различитих дебљина, мада има покушаја да се самоносиве каросерије израђују од алуминијумских и других лаких легура и композитних материјала. Оно што је чинило велики недостатак оваквих каросерија начињених од челичних лимова је била релативно слаба антикорозивна заштита због великог броја скривених места, дуплих лимова и углова.

Међутим, савремена технологија је учинила, да се сада по конкурентној цени, може да изврши потпуно цинковање каросерије, тако да поцинковане челичне конструкције, пре свега путничких возила, имају гаранција на каросерија, са аспекта појаве корозије је скоро код већине произвођача повећана чак и на више од 10 година.

2.1.4 Цевасти рам

Посебан облик рамова представља цевасти рам, сачињен у принципу од једног подужног носача, у облику цеви, која најчешће није једноделна, већ састављена из више делова, унутар којих могу да буду инкорпорирани неки елементи трансмисије (мењач, диференцијал), тако да кућишта тих склопова истовремено постају и носећи елементи, приказан пример на слици 2.8. За овакав рам се потом везују систем сви остали склопови шасије: елементи трансмисије, систем ослањања и огибљења; и уопште сви остали делови који се ослањају на рам, тако да у суштини ова врста рамова чини цео систем носећих елемената, те се уобичајено зове цеваста шасија. Сви елементи овакве носеће цеви међусобно се спајају завртњевима тако да чине раздвојиву везу, једноставну за сервисирање или замене.



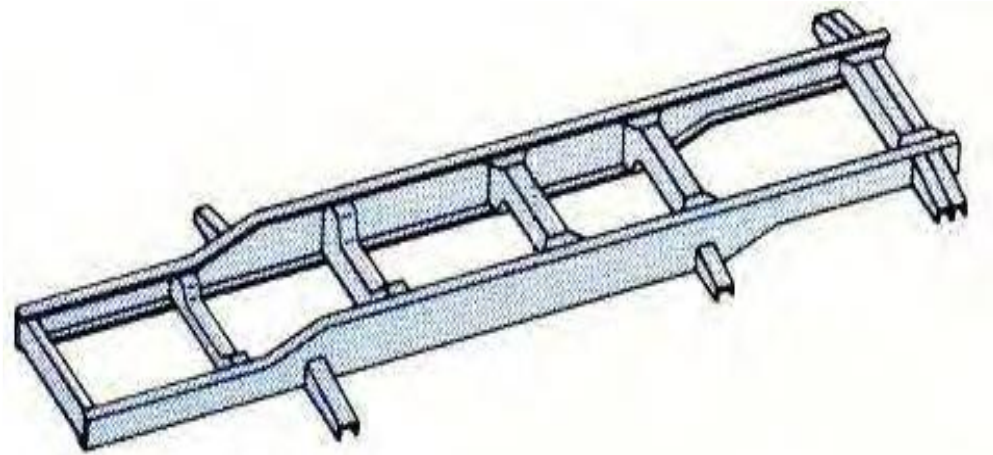
Слика 2.8: Рам у облику цеви теренског возила „Pinzgauer“ са независним огибљењем

Конструкцију рама у облику централне цеви у праксу је увео први пут професор Ледвинка (*Hans Ledwink*), још 1923. године у фабрици „*Tatra*“, конструишући камион са независно огибљеним точковима.

Овај тип рамова се и данас користи, како за теренска путничка (*Pinzgauer*) тако и теретна возила (*Tatra*). У принципу овакав тип оквира омогућује конструисање и примену конструкције независног огибљења.

2.1.5 Подужни профилисани рамови

Израђени су од пресованих отворених или затворених профила типа U, I, L. Најчешће се изводе као два основна подужна носача за које су заковицама, завртњевима или заваривањем спојени попречни носачи, слика 2.11.



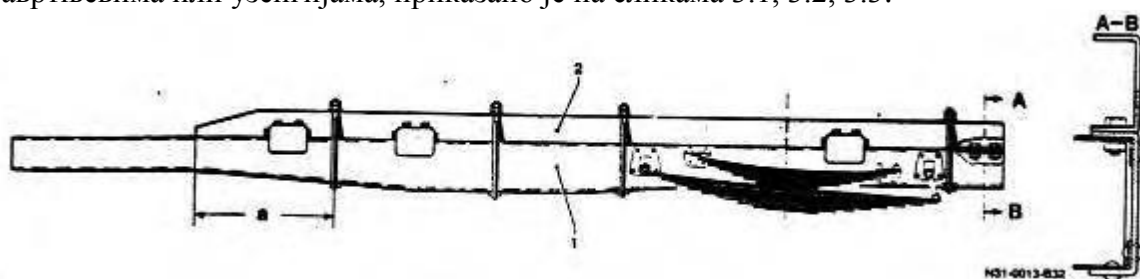
Слика 2.11: Подужни профилисани рам

У таквој конструкцији подужни носачи дају чврстоћу на савијање раму и уопште возилу, а попречни носачи додатну чврстоћу на увијање. Оваква конструкција рамова, различито обликованих, али на истом приказаном принципу, примењује се скоро увек код теретних возила свих категорија и путничких возила намењених теренској возњи. На основни рам се врши доградња осталих склопова шасије возила као што су: погонски агрегат, трансмисију са точковима, огибљење, кочиони и управљачки систем. Склоп такве врсте постаје самоходна шасија, спремна за надградњу каросерије, већ према намени возила.

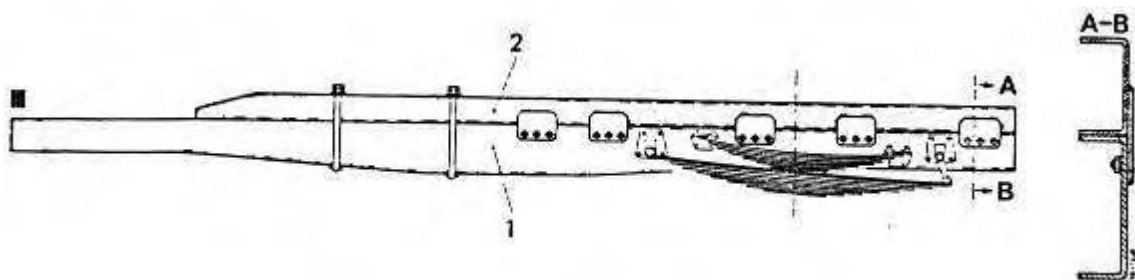
3. Примери помоћних рамова са надградњом

Сарадња међу произвођачима, па чак и подела производње у свету и унутар једне државе, учинила је да је могуће да већ готове шасије, које су опремљена свим потребним склоповима и при том самоходне, испоручити другим специјализованим фирмама, које врше само надградњу каросерије на шасију, већ према потребама тржишта. На тај начин је могуће да се на исту шасију надграде различити типови каросерије по намени и облику.

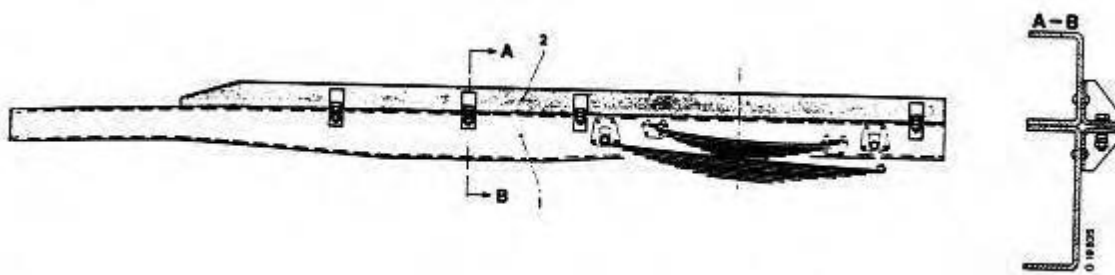
Код теретних возила је уобичајено да се на главну шасију возила, која је обично у возном стању, са или без светлосно сигнализацијске опреме, додаје помоћни рам, на кога се надграђује каросерија различитих намена [3]. Помоћни рам се за главни везује завртњевима или узенгијама, приказано је на сликама 3.1, 3.2, 3.3.



Слика 3.1: Везивање главног и помоћног рама узенгијама:
1. главни рам, 2. помоћни рам



Слика 3.2: Везивање главног и помоћног рама завртњевима и челичним плочицама:
1. главни рам, 2. помоћни рам

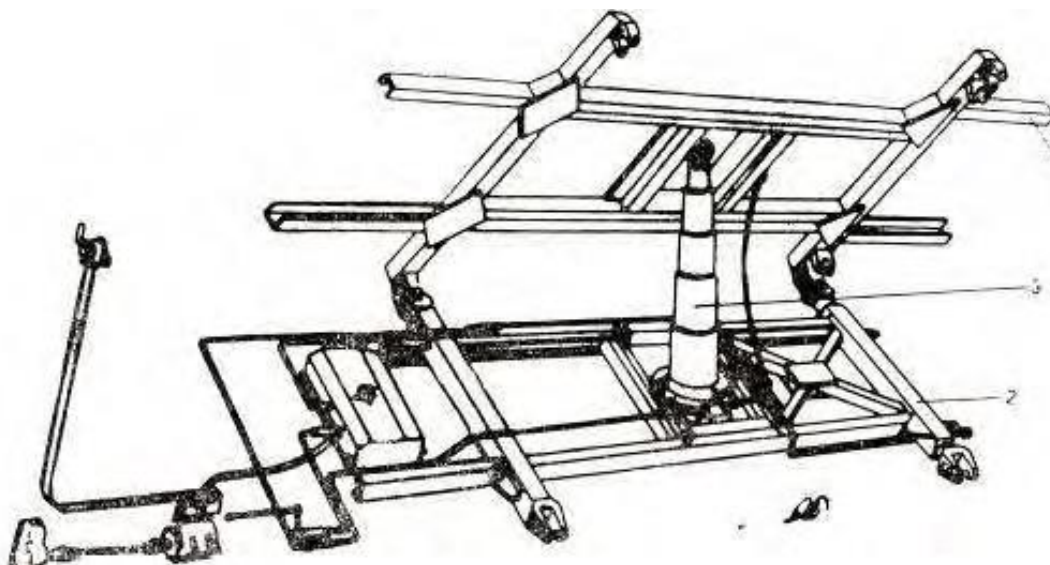


Слика 3.3: Везивање главног и помоћног рама завртњевима: 1. главни рам, 2. помоћни рам

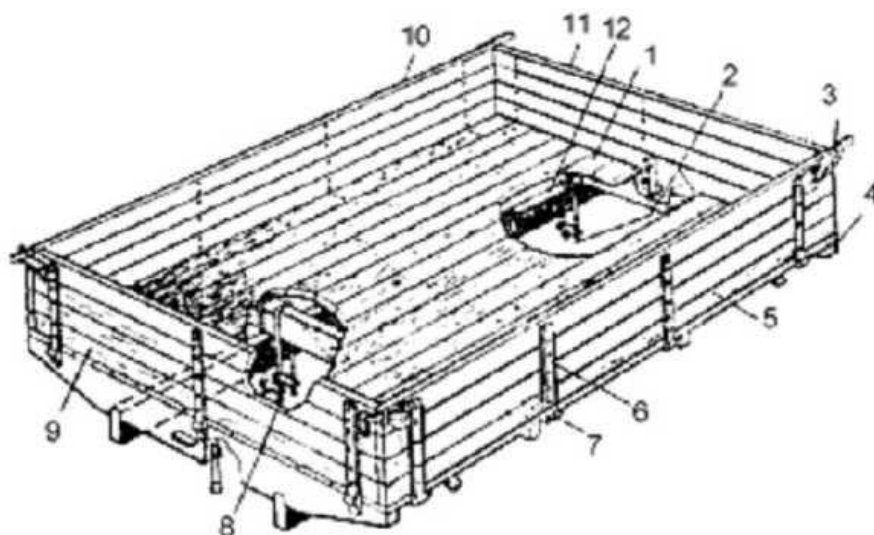


Слика 3.4 : Облици узенгија: 1. главни рам, 2. помоћни рам, 3. узенгија, 4. обликовани уметак, 5. подложна плочица, 6. навртка са осигуравајућом подлошком [3]

Код појединих врста возила, углавном теретних, на основни рам се дограђује и помоћни рам као базна конструкција товарног сандука односно надградње, приказано на слици 3.5.

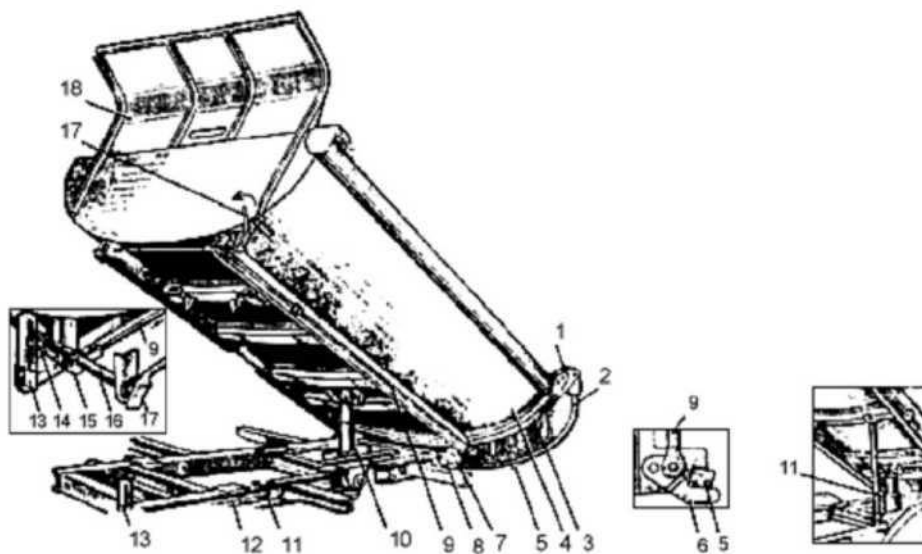


Слика 3.5: Основни рам са помоћним рамом самоистоварне каросерије:
1. помоћни рам надградње, 2. основни рам возила, 3. телескопска конструкција за самоистоварни товарни сандук



Слика 3.6: Универзални товарни сандук

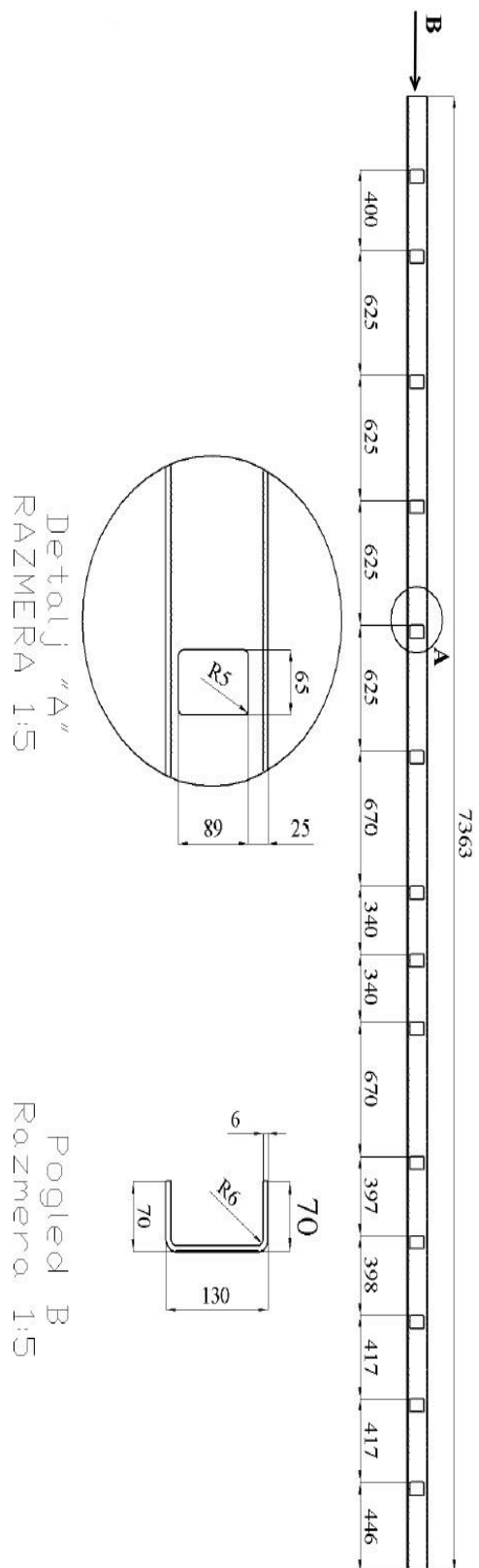
На слици 3.6 је приказан универзални товарни сандук са помоћним рамом урађеним изједна са надградњом, док на слици 3.7 се виде помоћни и главни рам.



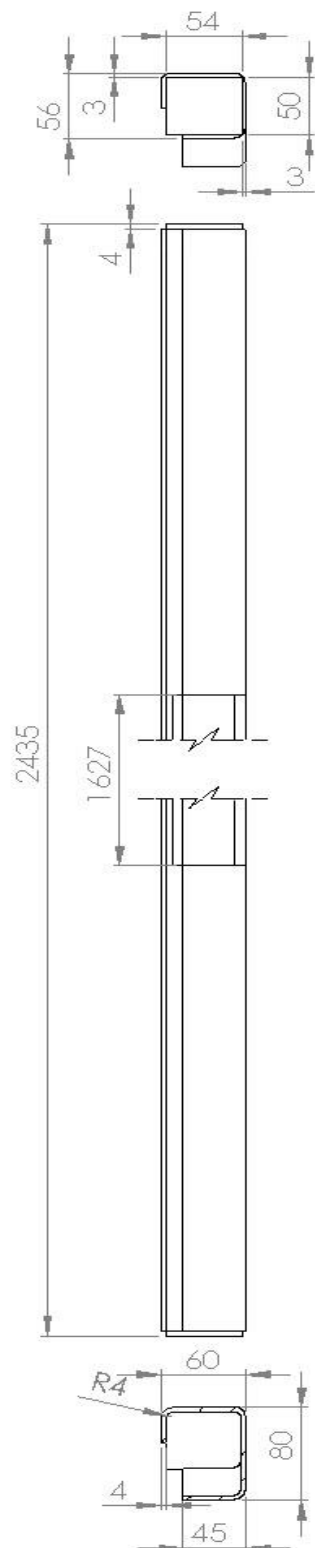
Слика 3.7: Метални товарни сандук самоистоваривач



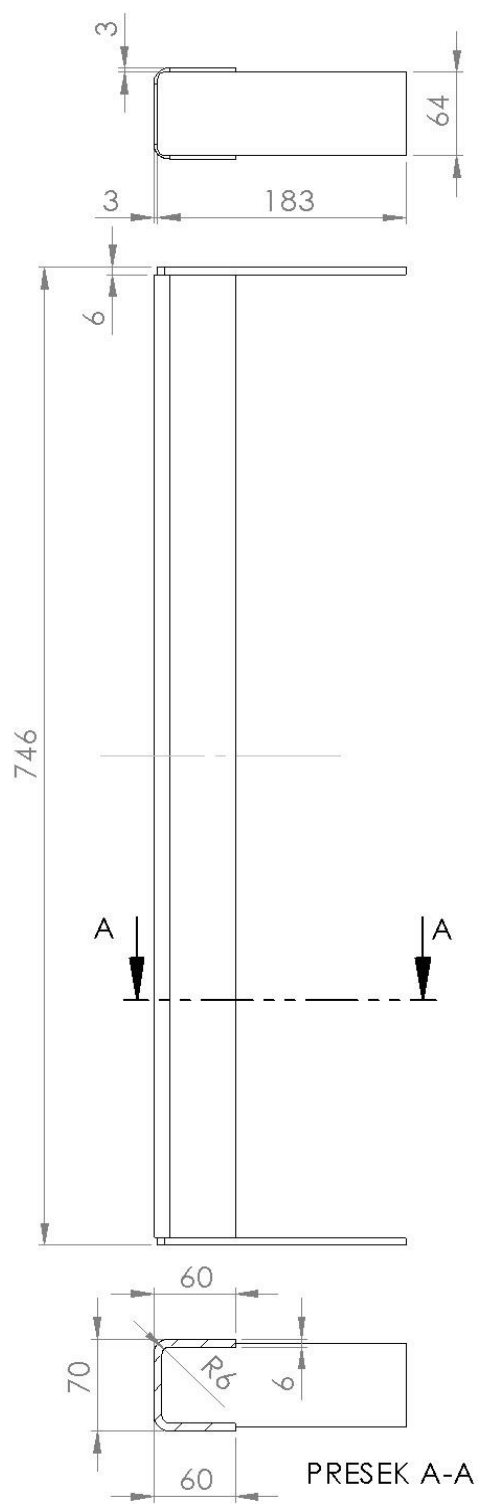
Слика 3.8: Различите надградње на истој шасији теретног возила



Слика 4.2: Уздужни лежарон помоћне шасије камиона



Слика 4.3: Попречни лежарон шасије



Слика 4.4: Траверза

5. Технички опис надоградње

5.1 Подаци и опис возила

Возило *Mercedes Benz Acros 2 2544L* је камион на који је уграђен товарни сандук на рачун повећања теретног простора за 100 mm, одмах до кабине возача. У ту сврху израђена је помоћна шасије која се поставља на главну шасију камиона. На помоћну шасију надограђен је товарни сандук.

Произвођач: *Mercedes Benz*,

Тип возила и ознака: *Acros 2 2544L 6x2*,

Размак предње и прве задње осовине: 4800 mm,

Размак задњих осовина: 1350 mm,

Маса празног возила спремног за вожњу: 8560 kg,

Највећа конструкцијска укупна маса: 25000 kg,

Максимално дозвољено оптерећење предње осовине: 7100 kg,

Максимално дозвољено оптерећење задњих осовина: 18600 kg.

Маса празног возила спремног за вожњу (сопствена маса), дефинише масу комплетног возила спремног за испоруку, увећана за масу мазива, уља и масти, расхладне течности, течности за прање ветробранских стакала, резервоара горива напуњеног са 90% капацитета, резервни точак, апарат за гашење пожара, стандардни резервни делови, клинасти подметач за точкове и стандардни комплет алата са дизалицом, маса возача од 75 kg, а за аутобусе и маса члана посаде (уколико за њега постоји посебно седиште).

Највећа конструкцијска укупна маса, представља највећу, од стране произвођача декларисану масу, коју возило може да има, а да не дође до преоптерећења било ког дела или склопа на возилу у нормалним условима експлоатације. Ова маса уствари представља збир сопствене масе и корисне носивости.

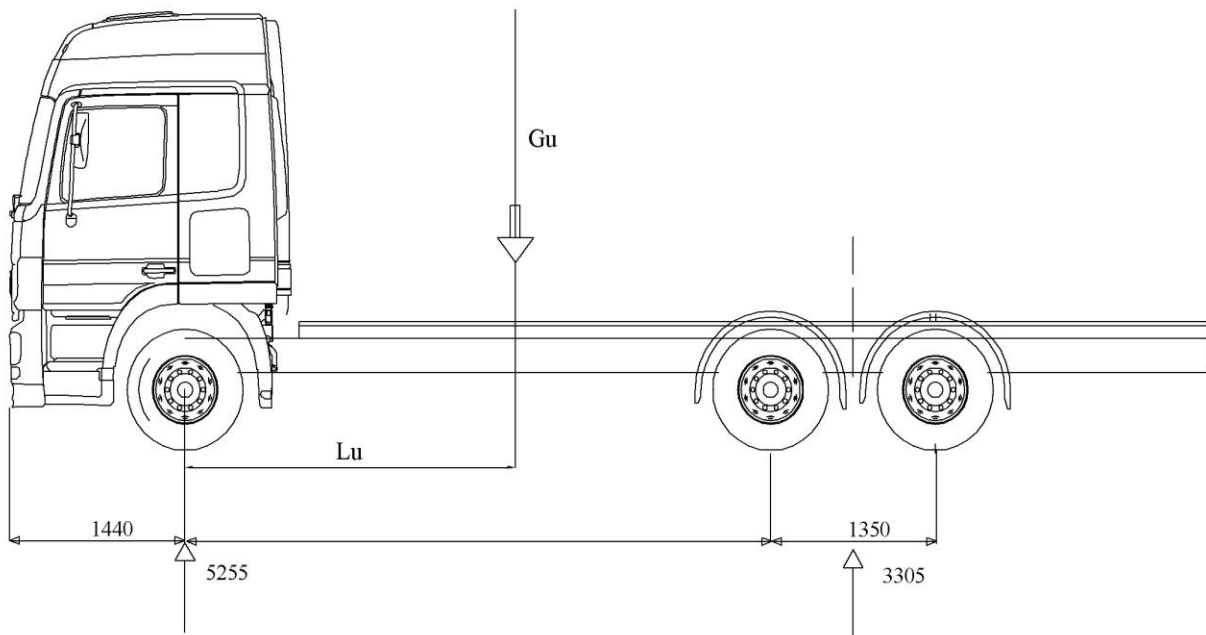
5.2 Распоред маса по осовинама, носивости осовина и допуштена носивост возила

Крак тежине возила

Маса и оптерећење се мере код возила у стању мировања, на хоризонталној подлози, при чему се управљачки точкови налазе у положају за кретање у правцу.

Највеће конструкцијско осовинско оптерећење, представља највеће дозвољено оптерећење осовине које неће да изазове преоптерећење исте у нормалним условима експлоатације. Осовинско оптерећење декларише произвођач возила. За разлику од највећег конструкцијског оптерећења осовине, треба разликовати израз дозвољено оптерећење осовине, које уствари представља оптерећење осовине коју прописује административни орган државе [4].

Помоћу програма *TRAILE WIN* добијени су подаци о распореду маса по осовинама и допуштена носивост возила *Mercedes Benz Actros 2 2544L 6x2*.

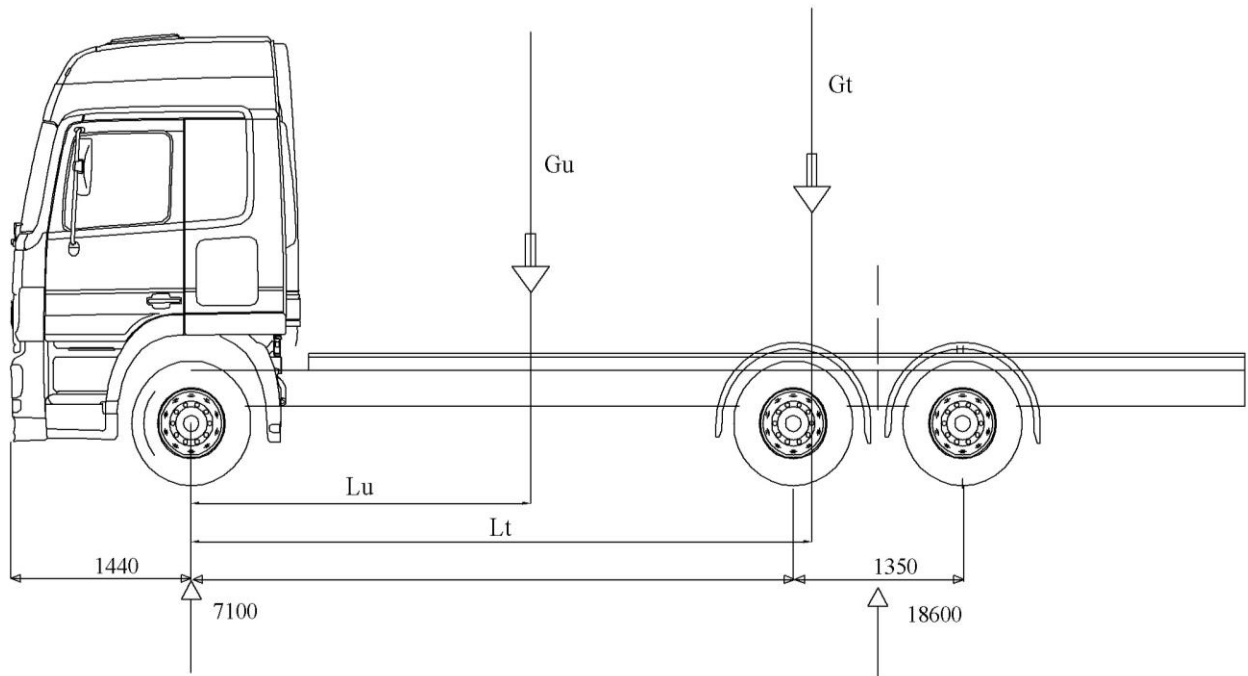


Слика 5.1: Приказ камиона Mercedes Benz Actros 2 2544L, оптерећење сопственом тежином

Оптерећење предње осовине празног камиона: $G_p = 5255 \text{ kg}$ (5.1)

оптерећење задњх осовина празног камиона: $G_z = 3305 \text{ kg}$, (5.2)

укупна тежина празног камиона: $G_u = 8560 \text{ kg}$. (5.3)



Слика 5.3: Оптерећење шасије тежинама камиона и терета

Из ових података се лако израчуна положај тежине камиона као концентриране силе, слика 5.3.

Положај тежишта празног возила

$$L_u \cdot G_u = G_{z1} \cdot L_1 + G_{z2} \cdot L_2 \quad (5.4)$$

$$L_u = \frac{G_{z1} \cdot L_1 + G_{z2} \cdot L_2}{G_u} = 2114 \text{ mm.}$$

За претпостављени једнолики распоред терета, његова тежина делује на средини сандука, па је мерењем одређен крак терета од предње осовине:

$$L_T = 4857 \text{ mm.} \quad (5.5)$$

Максимално оптерећење задњих осовина (носивост):

$$G_{\max 2,3} = 18600 \text{ kg,} \quad (5.6)$$

$$F_{\max 2,3} = 182466 \text{ N.} \quad (5.7)$$

Максимално оптерећење предње осовине (носивост):

$$G_{\max 1} = 7100 \text{ kg,} \quad (5.8)$$

$$F_{\max 1} = 69651 \text{ N.} \quad (5.9)$$

Корисну носивост G_t треба третирати као терет равномерно распоређен према облику каросерије, који возило може да носи не прекорачујући дозвољена оптерећења по појединим осовинама и дозвољену укупну масу.

Корисна носивост:

$$G_t = 25000 - 8560 = 16440 \text{ kg,} \quad (5.10)$$

$$F_t = 161276,4 \text{ N.} \quad (5.11)$$

6. Контрола чврстоће шасије

6.1 Прорачун оптерећења

Максимални момент савијања је дакле на позицији деловања тежине возила G_u и износи:

$$F_u = 83973,6 \text{ N}, \quad (6.1)$$

$$F_t = 161276,4 \text{ N}, \quad (6.2)$$

$$F_q = q \cdot l = (161276,4 : 7760) \cdot (L_u - 970) = 20,78 \cdot 3830 = 79587,4 \text{ N},$$

$$M_{\max} = F_q \cdot (L_u - 970) / 2 - F_{\max 1} \cdot L_u = -29505,058 \text{ Nm}.$$

За даљи прорачун узима се апсолутна вредност $M_{\max}$.

Како се оптерећење дели на две носеће греде, момент на једној греди износи:

$$M_{\max} = 29505,056 \text{ Nm}. \quad (6.3)$$

Овај момент носе две греде, главне и помоћне шасије, наслоњене једне на другу, тако да свако од њих носи свој део момента:

$$M_{\max} = M_1 + M_2. \quad (6.4)$$

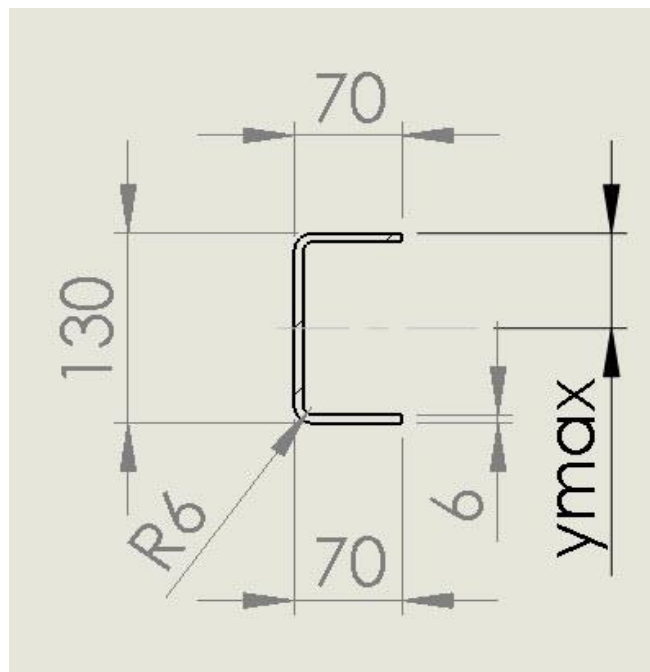
6.2 Контрола напрезања

Максимално напрезање од савијања горње греде је:

$$\sigma_{\max 1} = \frac{M_{x1}}{I_{x1}} \cdot y_{\max 1} \quad (6.5)$$

где је I_{x1} аксијални момент инерције попречног пресека горње греде, а $y_{\max 1}$ највећа удаљеност влакна материјала од неутралне осе.

Најудаљенија тачка од x-осе : $y_{\max 1} = 65 \text{ mm}$



Слика 6.1: Пресек горње греде

Према слици 6.1, на којој је приказан пресек греде, момент инерције је:

$$I_{x1} = I_{1g} - I_{2g} = \frac{70 \cdot 130^3 - 64 \cdot 118^3}{12} = 4052996 \text{ mm}^4$$

Из услова једнакости угиба обе греде, произлази расподела ових момената:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{I_{x1}}{I_{x2}} \quad (6.6)$$

, где су I_{x1} и I_{x2} аксијални моменти инерције попречног пресека помоћне и главне шасије.

Одавде се одређује момент савијања који делује на помоћну шасију:

$$M_1 = 6045,512 \text{ Nm} \quad (6.7)$$

, а момент савијања који делује на главну шасију:

$$M_2 = 23459,544 \text{ Nm}. \quad (6.8)$$

Максимално напрезање од савијања горње греде је:

$$\sigma_{\max1} = \frac{M_{x1}}{I_{x1}} \cdot y_{\max1} = 96,955 \text{ N/mm}^2$$

што је мање од допушеног напрезања за материјал греде, угљенични конструкциони челик према стандарду SRPS EN 10027-1 је S235 J2G3 1.0116 – Č0361 са границом течења $R_{eH} = 195 - 235 \text{ N/mm}^2$, које износи:

$$\sigma_{dop1} = \frac{R_{eH}}{S} = \frac{235}{1.3} = 180,77 \text{ N/mm}^2,$$

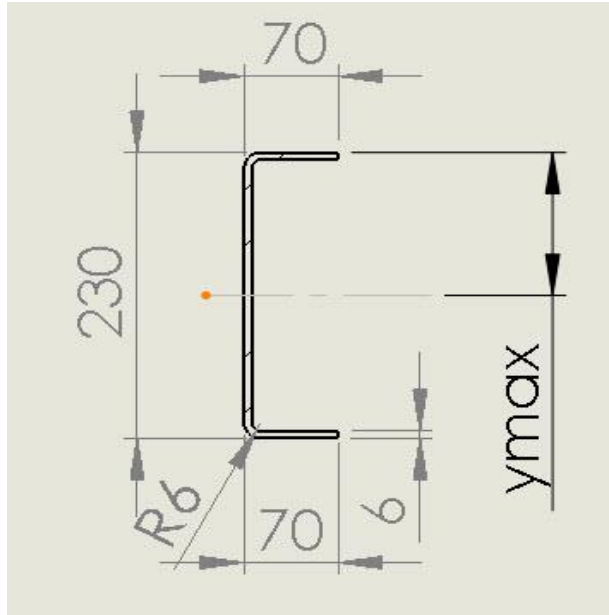
тима је задовољен услов: $\sigma_{dop1} > \sigma_{\max1}$. (6.9)

Максимално напрезање од савијања доње греде је:

$$\sigma_{\max2} = \frac{M_{x2}}{I_{x2}} \cdot y_{\max2} \quad (6.10)$$

где је I_{x2} аксијални момент инерције попречног пресека доње греде, а $y_{\max2}$ највећа удаљеност влакна материјала од неутралне осе.

Најудаљенија тачка од x-осе : $y_{\max 2} = 115 \text{ mm}$



Слика 6.2: Пресек доње греде

Према слици 6.2, на којој је приказан пресек доње греде, момент инерције је:

$$I_{x2} = I_{1d} - I_{2d} = \frac{70 \cdot 230^3 - 64 \cdot 218^3}{12} = 15719596 \text{ mm}^4$$

Максимално напрезање од савијања доње греде је:

$$\sigma_{\max 2} = \frac{M_{x2}}{I_{x2}} \cdot y_{\max 2} = 171,624 \text{ N/mm}^2$$

што је мање од допуштеног напрезања за материјал греде, угљенични конструкциони челик SRPS EN 10027-1 је S235 J2G3 1.0116 – Č0361 са границом течења $R_{eH} = 195 - 235 \text{ N/mm}^2$, које се израчунава према следећем обрасцу :

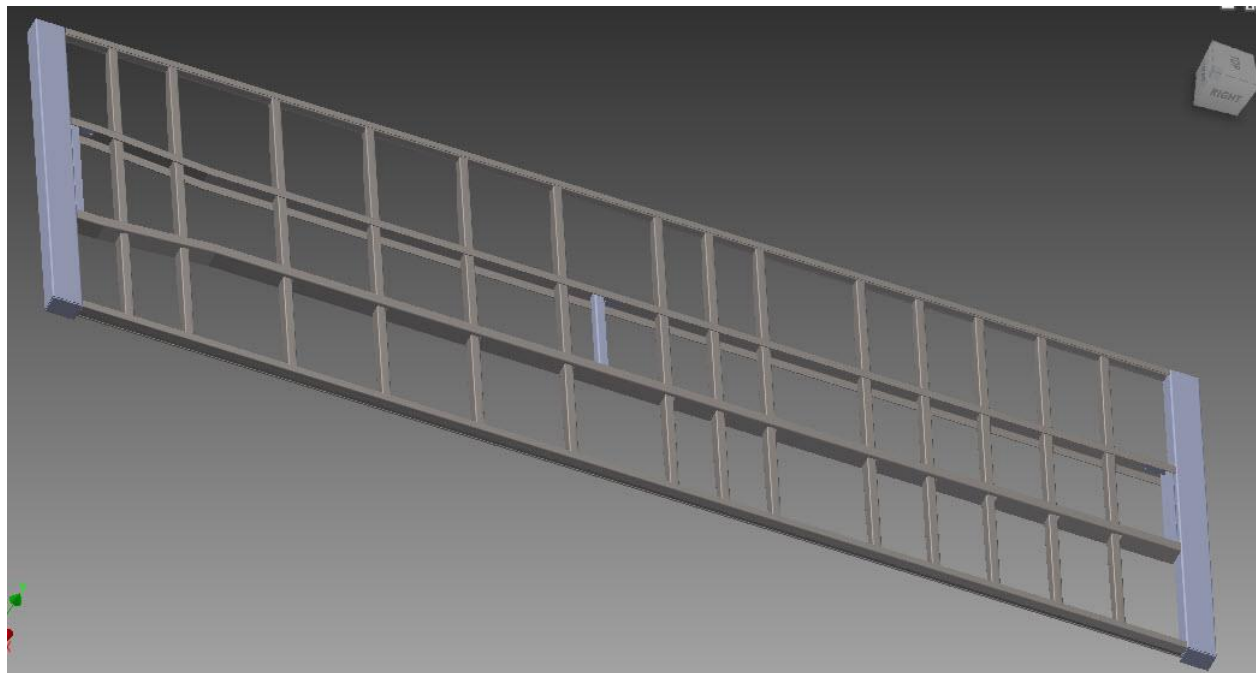
$$\sigma_{dop 2} = \frac{R_{eH}}{s} = \frac{235}{1.3} = 180,77 \text{ N/mm}^2,$$

тима је задовољен услов: $\sigma_{dop 2} > \sigma_{\max 2}$.

(6.11)

7. 3D моделирање

Софтвер кориштен у сврху анализе овог модела је *Inventor Profesional 2014*. На слици 4 приказан је 3D модел анализиране помоћне шасије. Обзиром на то да је стварни модел шасије производ који се израђује од ваљаних челичних трака, тако је и 3D модел третиран и његови делови су моделирани као танкозидни, лимени делови (*sheet metal parts*).



Слика 7.1: 3D CAD модел помоћне шасије у Autodesk Inventor Profesional радном окружењу

8. Структурна статичка анализа

Структурна анализа се користи у свим гранама индустрије, а посебно је значајна у војној и цивилној ваздухопловној индустрији, аутомобилској индустрији. За спровођење структурне анализе у аутомобилској и ваздухопловној индустрији најчешће се користе следећи софтвери: *CATIA*, *Nastran*, *Patran*, *Ansys*, *LS Dyna 3D*, *Autodesk Inventor*. CAM (*Computer Aided Manufacturing*) је рачунарски подржана технологија која служи за планирање, управљање и контролу производних операција.

У оквиру CAE (*Computer Aided Engineering*) врши се структурна анализа модела. Структурна анализа је поступак којим се, при моделовању неке структуре, долази до физичких података попут: померања, напона, осциловања, термичког понашања.

Савремене методе (МКЕ) омогућују брзе прорачуне напона и деформација изазваним спољним силама, загревањем, ометаним топлотним и другим дилатацијама. При томе може варирати облик и димензија модела како би се добио висок степен рационалности масе, висока поузданост у раду, а нарочито тачност резултата прорачуна. Данас се ове методе највише примењују у машиноградњи, авиоиндустрији, грађевинарству, војној индустрији, космотехници, нуклеарној технологији, производњи кућних апарата, пољопривредних машина, алата, прибора, моторних возила [5].

Структурна анализа напона и померања, методом кончних елемената, ће се вршити у програмским пакетима *Autodesk Inventor Professional*.

8.1 Полазни подаци

Измоделиратна помоћна шасија према димензијама камиона *Mercedes Benz* је оптерећена тежином терета од $G_t=16440\text{ kg}$. Сви подаци везани за димензију шасије су узети из фирме "Ема" Д.О.О Кнић.

8.2 Особине материјала

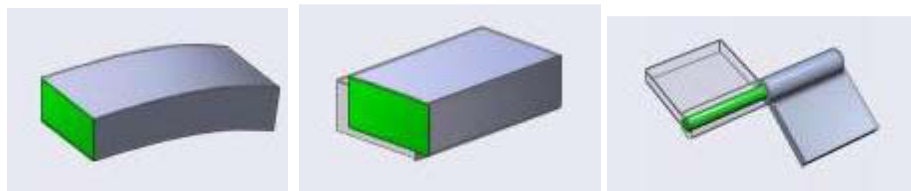
Механичке и технолошке карактеристике челика дефинисане су наведеним SRPS стандардом. Тако Š0361, који припада групи I-опште конструктивне намене, има:

- затезну чврстоћу $R_m=340\div 470\text{ N/mm}^2$ (дебљине $3\div 100\text{ mm}$),
- чврстоћу на граници пластичности $R_{eH}=235\div 195\text{ N/mm}^2$,
- најмање издужење после прекида у процентима $A\geq 22\%$ ($l_o=5\cdot d_o$) и
- садржај угљеника $C\leq 0.20\%$.

За израду помоћне шасије коришћен је челик Š0361.

8.3 Гранични услови и оптерећења

Софтвер *Autodesk Inventor Profesional* пружа неколико различитих начина ослањања машинских елемената, који симулирају реалне услове рада. Неки од основних ослонаца који се примјењују код структуралних анализа су приказани на слици 8.1. Приказани начини ослањања омогућују да се симулира понашање структура с различитим бројем степени слободе кретања, односно комбинација ротација и транслација. Код избора ослонаца, потребно је пажљиво одабрати на које геометријске параметре се они односе: на тачке, линије или на површине.

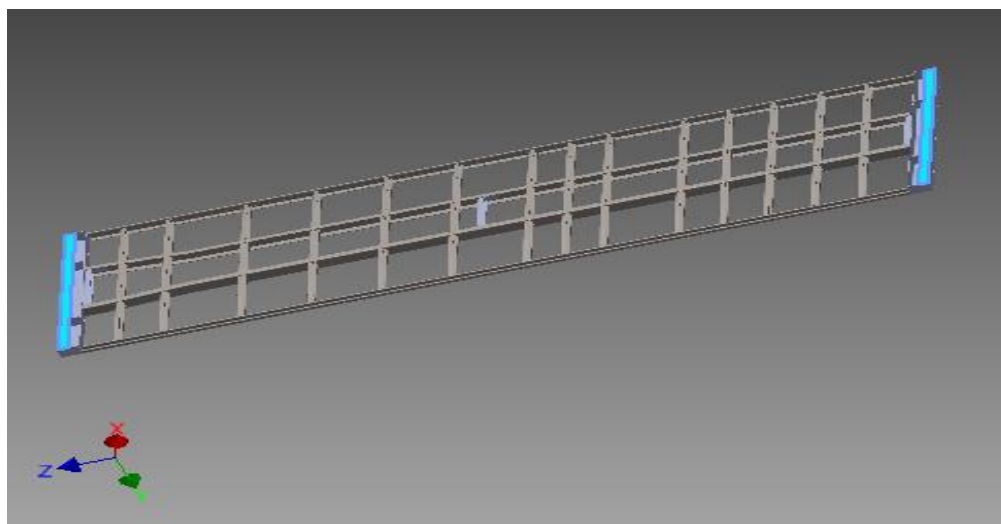


Слика 8.1: Неки од начина ослањања у софтверу *Autodesk Inventor Profesional*

Као и ослонце, и оптерећења је могуће симулирати на различите начине. За структуралне анализе доступне су следеће категорије оптерећења: *Pressure* (притисак), *Force* (сила), *Gravity* (гравитација), *Centrifugal* (центрифугално оптерећење), *Remote Loads* (ексцентрична оптерећења), *Restraints* (ослонци), *Masses* (маса), *Distributed Mass* (дистрибуирана маса), *Bearing Loads* (оптерећења веза/лежајева), *Connectors* (конектори).

На моделирану шасију постављају се ограничења како би њима заменили реалне услове у којима се налази она сама.

Активирање команде *Fixed* постављају се ограничења на шасији у *Inventor*-у, тачније врши се фиксирање површине отвора на доњој и горњој греди којима је помоћна шасија везана завртњевима за главну шасију, приказано на слици 8.2.

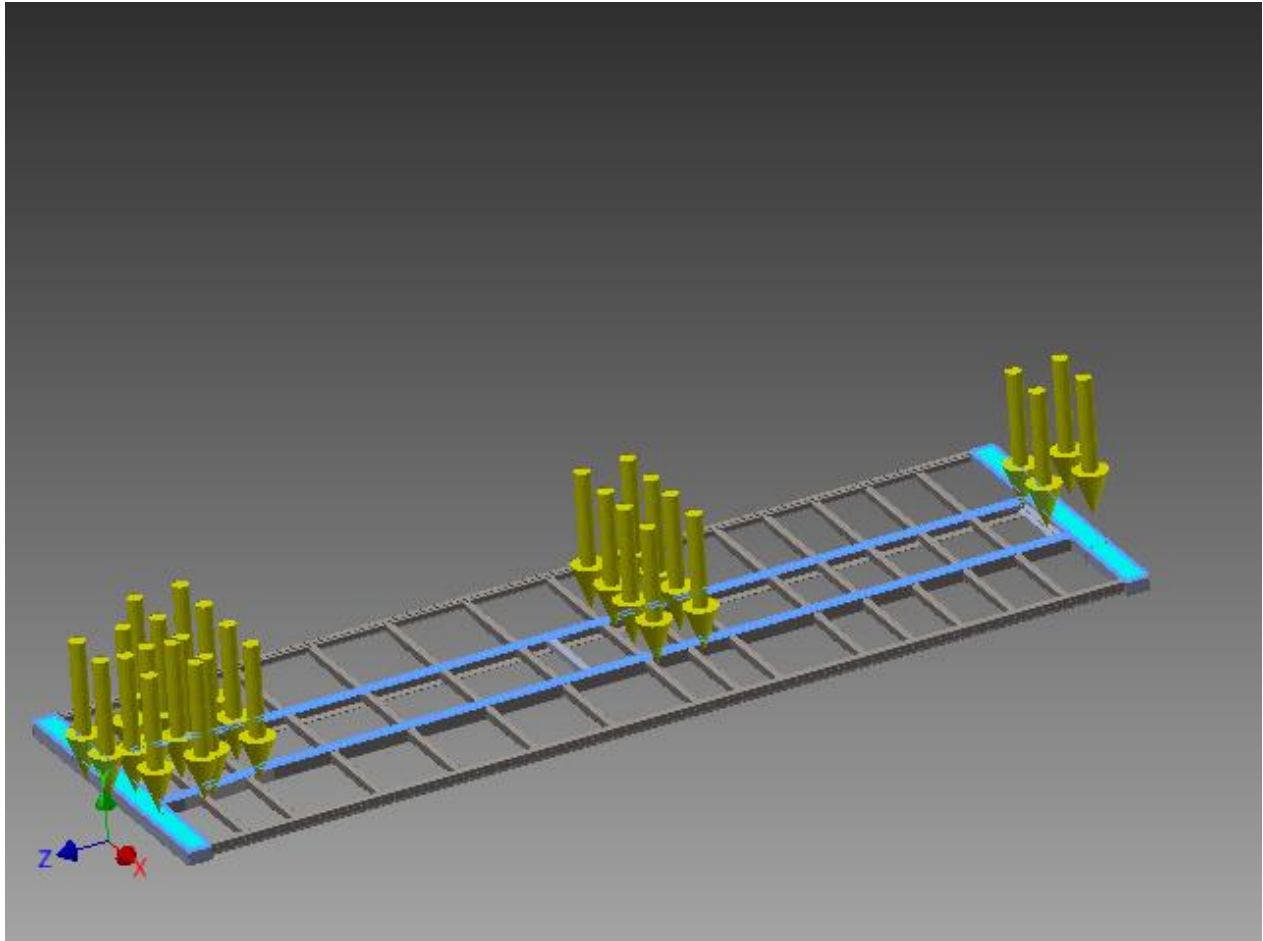


Слика 8.2: Постављање ограничења

Помоћна шасија је оптерећена на притисак који износи:

$$F_t = 161276,4 \text{ N},$$
$$A = 19283600 \text{ mm}^2,$$

$$p = \frac{F_t}{A} = 0,00836 \text{ MPa}.$$



Слика 8.3: Постављање оптерећења на шасију

Затим следи дефинисање начина остваривања контакта: аутоматски или мануелно. У овом случају користи се аутоматско остваривање контакта помоћу команде *Automatic*.

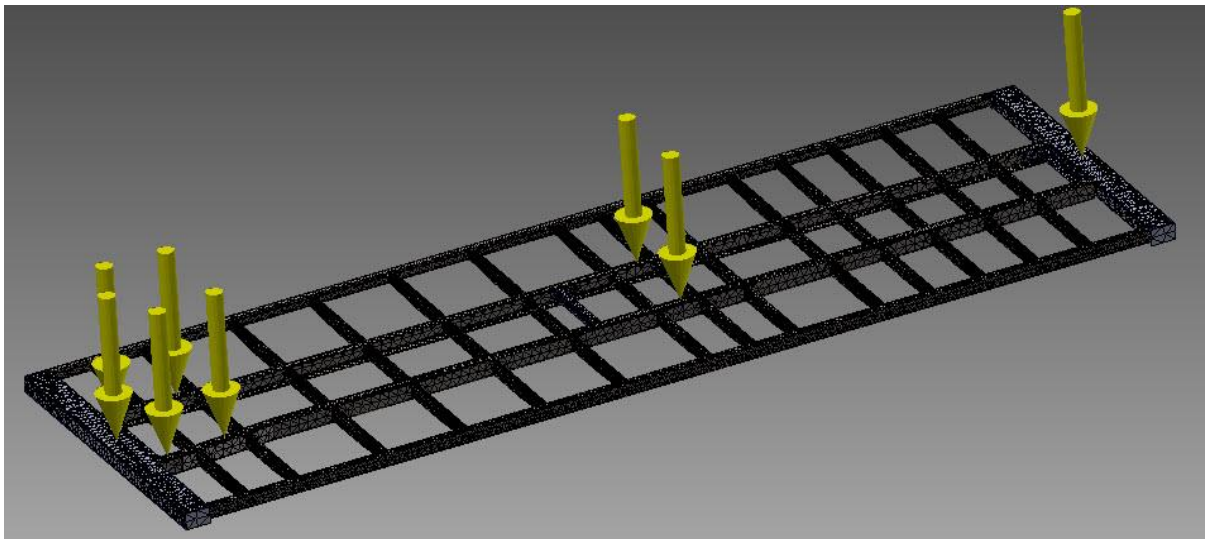
Активирањем команде *Mesh view*, поставља се мрежа којом су дефинисани коначни елементи. Она даје зависност између геометријских карактеристика модела након постављених одређених оптерећења и задатих ограничења.

Параметри мреже на шасији добијени извештајем из програма *Autodesk Inventor Profesional*:

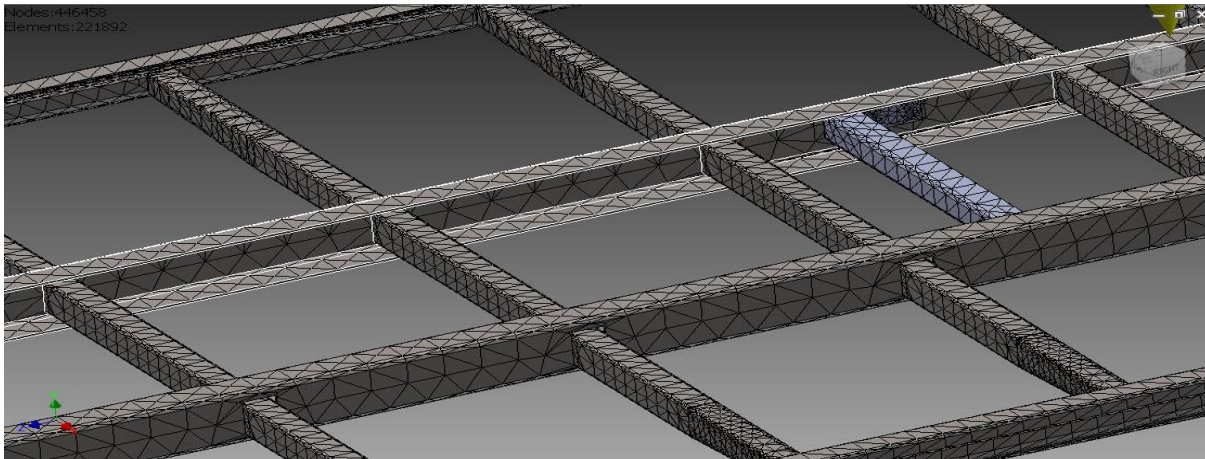
Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Основна идеја методе коначних елемената је физичка дискретизација стварног модела. То подразумева поделу неке структуре на коначан број елемената малих димензија. Дакле, простор континуума се дели на међусобно повезане непреклапајуће геометријске форме односно, елементе. Ти елементи малих димензија називају се *коначни елементи*. Мрежа коначних елемената је међусобно повезана карактеристичним тачкама које се називају чворови и у којима фигурише коначан број непознатих прорачунских величина. Савремени софтвери дозвољавају варијацију различитих облика елемената на континууму.



Слика 8.4 : Мрежа коначних елемената



Слика 8.5: Детаљ мреже коначних елемената

8.4 Солвер

У анализи коначним елементима, проблем се представља системом алгебарских једначина које се морају решавати, директном или итеративном методом. Директним методама једначине се решавају помоћу егзактних нумеричких техника. Итеративне методе су засноване на апроксимативним техникама, при чему се итерације понављају док се не дође до резултата при којем је грешка прихватљива и унутар граница толеранције.

На тим методама се заснивају и солвери који су на располагању у софтверу *Autodesk Inventor Profesional: Direct Sparse* (директни) и *FFEPlus* (итеративни). Одабир одговарајућег солвера зависи од следећих фактора:

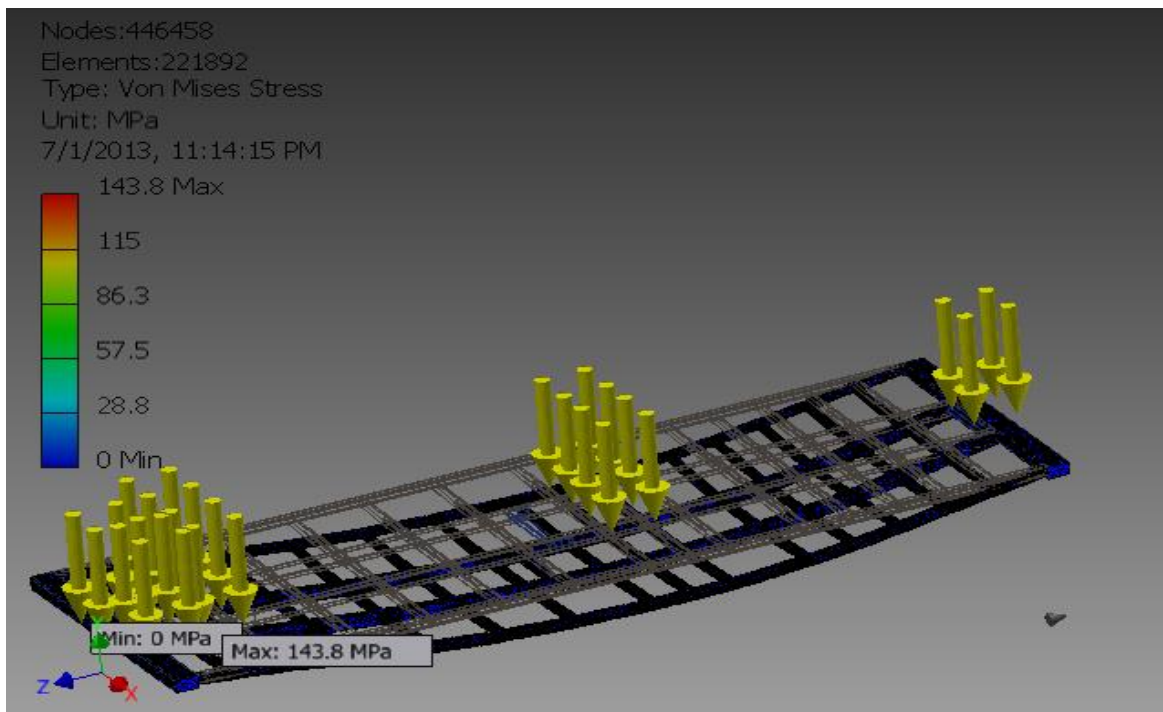
- Величина проблема; опште *FFEPlus* солвер решава проблеме од преко 100000 степени слободе и постаје ефикаснији што је проблем већи;
- Карактеристике рачунара; *Direct Sparse* постаје бржи са више меморије на рачунару;
- Својства метријала; када се модули еластичности материјала делова модела драстично разликују (на пример челик и најлон) тада су итеративни солвери мање тачни и препоручују се директни.

8.5 Приказ резултата добијених у Autodesk Inventor Profesional софтверу

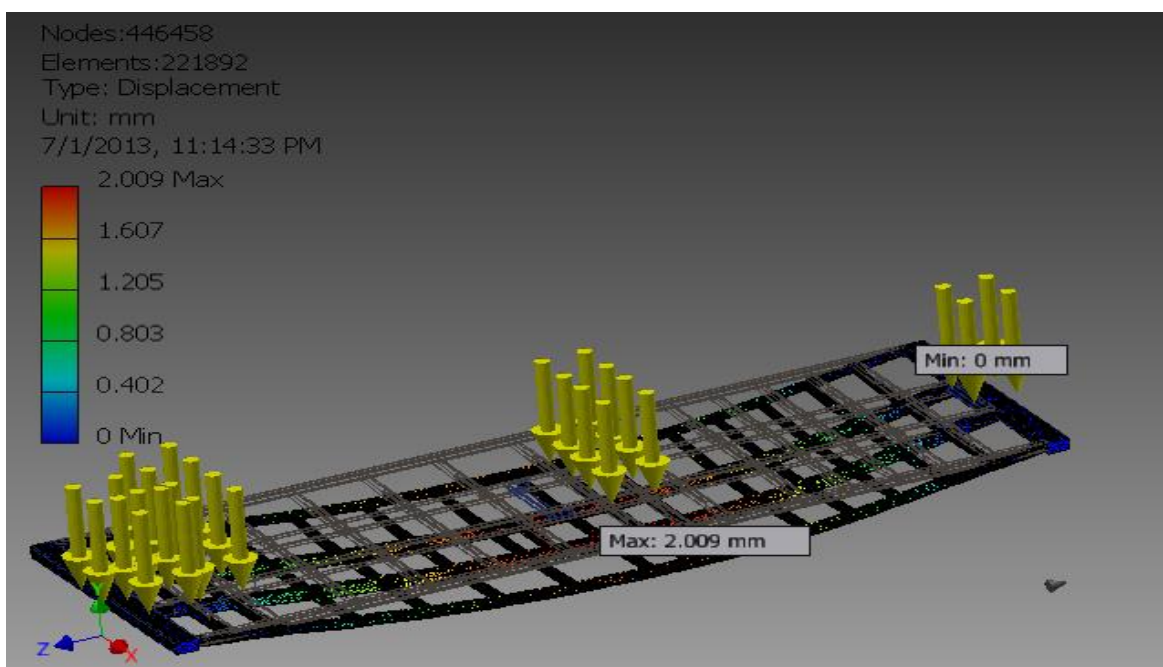
Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	77565800 mm ³	
Mass	608.892 kg	
Von Mises Stress	0.00084492 MPa	143.768 MPa
1st Principal Stress	-33.9537 MPa	165.776 MPa
3rd Principal Stress	-125.431 MPa	53.0985 MPa
Displacement	0 mm	2.00863 mm
Safety Factor	1.43982 ul	15 ul
Stress XX	-67.5198 MPa	82.2822 MPa
Stress XY	-39.8216 MPa	53.2348 MPa
Stress XZ	-41.9148 MPa	42.4119 MPa
Stress YY	-89.8781 MPa	124.312 MPa
Stress YZ	-74.7203 MPa	38.1248 MPa
Stress ZZ	-120.875 MPa	102.369 MPa
X Displacement	-0.0386002 mm	0.0595785 mm
Y Displacement	-2.00853 mm	0.00383065 mm
Z Displacement	-0.100881 mm	0.0805266 mm
Equivalent Strain	0.00000000370168 ul	0.000623155 ul
1st Principal Strain	-0.0000335258 ul	0.000723172 ul
3rd Principal Strain	-0.000523202 ul	0.0000128638 ul
Strain XX	-0.000272983 ul	0.000222039 ul
Strain XY	-0.000246515 ul	0.000329549 ul
Strain XZ	-0.000259473 ul	0.00026255 ul
Strain YY	-0.000348263 ul	0.00039511 ul
Strain YZ	-0.000462554 ul	0.000236011 ul
Strain ZZ	-0.000468672 ul	0.000429487 ul
Contact Pressure	0 MPa	240.781 MPa
Contact Pressure X	-47.2546 MPa	54.1569 MPa
Contact Pressure Y	-134.63 MPa	43.9009 MPa
Contact Pressure Z	-216.985 MPa	160.946 MPa

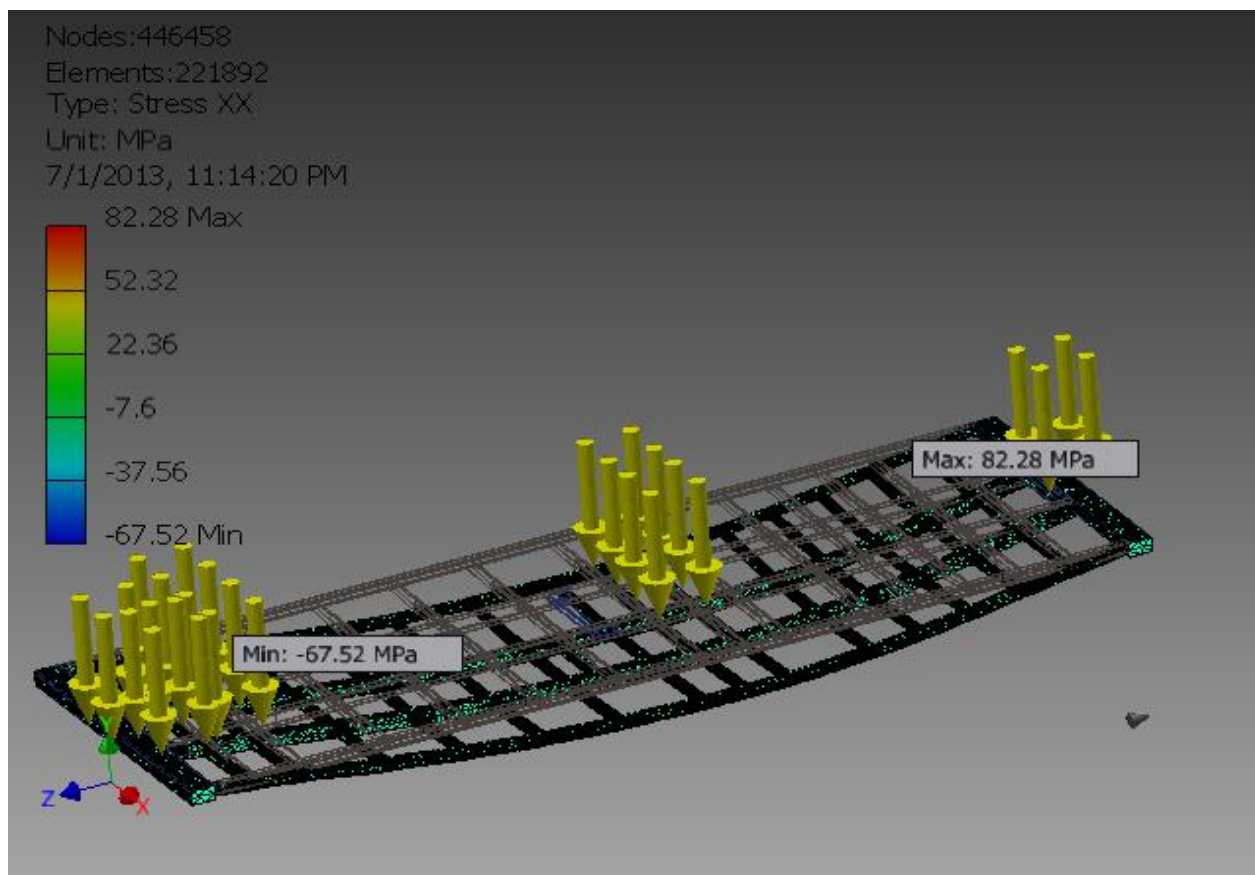
8.5.1 Визуелизација резултата добијених у Autodesk Inventor Profesional софтверу



Слика 8.6: Изглед напонско - деформационог стања шасије рађене у програмском пакету Autodesk Inventor Profesional Von Mises-ов минимални и максимални напон



Слика 8.3: Изглед напонско- деформационог стања шасије рађене у програмском пакету Autodesk Inventor - анализа деформација



Слика 8.4: Приказ максималног напона услед савијања

8.6 Упоредивање резултата анализе добијених аналитичким и нумеричким путем

Максимална вредност *Von Mises*-овог напона у *Autodesk Inventor Profesional* софтверу се јавља у тачки у којој шасија трпи највећи момент савијања, настаје услед појаве смицања и износи 143,8 МПа, а минимална 0 МПа.

Највеће померање износи 2,009 мм и јавља се на самој средини шасије.

Процентуална разлика између максималног напона услед савијања, који се јавља на посматраној шасији, добијеног аналитичким и нумеричким путем, износи 15,14%.

Због несавршености прорачуна рађеног аналитичким путем и упрошћавана модела приликом нумеричке анализе као и због несавршености самог програма за анализе овог типа, створена је релативно велика разлика у резултатима али која се, за ове услове испитивања, може сматрати задовољавајућом.

9. Закључак

Савремени процеси у пројектовању ауто делова заснивају се на примени рачунарских технологија, као и њиховој интеграцији. Увођење рачунара у машинским технологијама представља прекретницу у развоју машинства. Применом аутоматизације и рачунара су остварени резултати који повећавају друштвени производ уз истовремено снижавање трошкова пословања. Рачунари су омогућили аутоматизацију различитих процеса чиме су знатно смањили грешке и подigli квалитет, а уједно је обезбеђена висока поновљеност процеса и флексибилност у раду.

Наредни поступак у развоју производа је тестирање његове функционалности, издржљивости и трајности. То је у класичном прилазу захтевало веома много времена и средстава за прављење и испитивање прототипова. Применом рачунара и нумеричких метода приближног решавања парцијалних диференцијалних једначина, омогућена је анализа различитих физичких поља, што у основи представљају проблеми напона, провођења топлоте, магнетизма у свакодневној инжењерској пракси.

Формирање виртуелног модела производа, пружио је могућност да се на њему симулирају и процеси оптерећења, замора материјала те да се велики део развоја у смислу варијације конструкције производа обави у рачунару. На тај начин се од десетак варијанти производа, број реалних прототипова на којима ће бити извршена експлоатацијска испитивања смањи на два, три или чак само један.

Испитивање статичког понашања помоћне шасије камиона у програмском пакету Autodesk Inventor имало је за основни циљ утврђивање статичке анализе напона шасије и померања исте.

Анализом резултата истраживања дошло се до закључка да је највеће померање чворова у средњем делу шасије.

Поређењем вредности напона услед савијања шасије добијених аналитичким и нумеричким путем закључено је да грешка у прорачунима износи 15,14%. Ова грешка би се свакако смањила уколико би се напонска анализа, уместо у програмском пакету Autodesk Inventor, урадила у неком од специјализованих МКЕ софтвера (FEMAP, COSMOS, NASTRAN, ANSYS, I-DEAS, PAK, SAP,...), што би могла бити идеја за будући рад у овој области.

10. Литература

- [1] Вера Николић, *Машински елементи теорија, прорачун, примери*, Машински факултет Крагујевац, Крагујевац, 2004.
- [2] Александар Стефановић, *Друмска возила – основи конструкције* -, Машински факултет Ниш, Ниш 2010.
- [3] Иван Филиповић, *Мотори и моторна возила*, Машински факултет универзитета у Тузли, Тузла, фебруар 2006.
- [4] Борис Стојић, *Теорија кретања друмских возила*- скрипта, Нови Сад, фебруар 2012.
- [5] Тарановић Мирослав, *Моделирање за анализу методом коначних елемената*, Машински факултет универзитет у Нишу, Ниш 2001.