

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Никола М. Михајловић

Агресивност возила

завршни рад

Крагујевац, 2012.

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство
Ниво студија: Основне академске студије
Модул: Друмски саобраћај
Предмет: Безбедност саобраћаја
Број индекса: 48/2007

Никола М. Михајловић
Агресивност возила
завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Александра Јанковић, проф. - ментор**
2. _____
3. _____

Датум
одбране: _____
Оцена: _____

Завршни рад под темом „Агресивност возила“ треба да садржи:

- Уводна разматрања и поделе везане за безбедност саобраћаја.
- Механика удара, судар малог и великог возила, мере смањења агресивности великог возила.
- Општа подела типова каросерије, делови каросерије.
- Основни услови тестирања и структурни захтеви за: предњи, бочни, задњи удар и отпорност на превртање.
- На конкретном примеру описати каросерију и сигурност.

Препоручена литература:

[1] Др Александра Јанковић; Проф. Др Душан Симић; Безбедност аутомобила; СКБЕР Крагујевац; 1996.

[2] Donald E. Malen; Fundamentals of Automobile Body Structure Design; SAE International; 2011; Warrendale, Pennsylvania, USA.

Крагујевац, датум

23.08.2012

ментор:

Име, презиме и звање ментора

Др Александра Јанковић, проф.

Резиме:

У овом раду приказане су анализе агресивности возила преко једначина механике удара као и смањење агресивности већег возила у односу на мало у мешовитом саобраћају. Даљим током рада, дате су поделе каросерије и њени делови, као и услови тестирања и понашање каросерије при удару. Опширније су описани дизајн и структурни захтеви каросерије при различитим врстама удара. На крају рада дат је опис дизајна и структуре каросерије на конкретном примеру WV Polo, као и понашање поменутог возила у судару и заштита путника.

Кључне речи: Каросерија, агресивност, удар, структура каросерије, димензионисање, деформација, баријера, носач, безбедност.

Abstract:

In this work are shown analysis of aggression through vehicles hitting mechanics equations and reduction of aggression in a larger vehicle than a little in mixed traffic. Further work flow, given the division of the body and its parts, as well as the test conditions and the behavior of the body upon impact. Are described in detail design and structural requirements for different types of body shock. At the end of the article gives a description of the design and structure of the body on the example of WV Polo, and the behavior of the said vehicle in a crash and occupant protection.

Keywords: Body, aggression, impact, body structure, sizing, deformation, barriers, section, safety.

Садржај

1 Увод	5
1.1 Пасивна безбедност возила.....	6
1.1.1 Спољашња безбедност.....	6
1.1.2 Унутрашња безбедност.....	6
2 Заштита партнера у саобраћају – агресивност возила.....	8
2.1 Анализа агресивности преко једначина механике удара.....	8
2.2 Могућности за смањење агресивности већег возила.....	11
3 Каросерија аутомобила.....	21
3.1 Опис типова каросерија аутомобила.....	23
4 Дизајн за квалитет у тестовима судара CRASH WORTHINESS.....	25
4.1 Стандардизовани услови теста безбедности и захтеви.....	25
4.2 Предња баријера.....	26
4.2.1 Структурни захтеви за предњу баријеру.....	29
4.2.2 Димензионисање носача за апсорпцију енергије.....	31
4.2.3 Димензионисање носача за реакциону структуру кабине.....	35
4.2.4 Дизајн крајње анализе.....	36
4.2.5 Мере за смањивање нагиба возила током удара.....	38
4.2.6 Резиме: Структура код удара предње баријере.....	40
4.3 Бочни удар.....	41
4.3.1 Обавезни захтеви за бочни удар.....	44
4.4 Напомена за задњи удар.....	45
4.5 Напомене за удар крова.....	47
5 Каросерија и сигурност на примеру WV POLO.....	49
5.1 Крутост.....	50
5.2 Материјали.....	51
5.3 Заштита пешака.....	52
5.4 Понашање у судару.....	52
5.5 Заштита путника у аутомобилу.....	54
Закључак.....	57
Литература.....	58

1 Увод

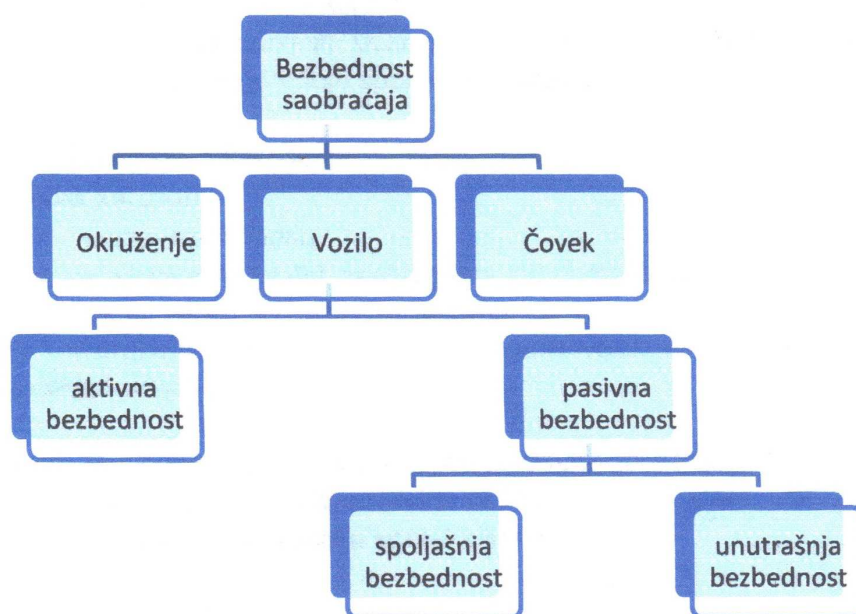
Под саобраћајем подразумевамо људе који учествују у њему, возила и околину.

Безбедност саобраћаја обухвата:

- Безбедност учесника у саобраћају (човек)
- Безбедност саобраћајних средстава (друмска возила) и
- Безбедност саобраћајног простора (пут)

Безбедност друског саобраћаја може да се проучава са аспекта **активне** и **пасивне** безбедности.

Активна безбедност, најгрубље речено, обухвата мере превентиве док се **пасивна** бави проучавањем мера које треба предузети у систему возач-возило-окружење како би се максимално смањиле последице насталих незгода. Пасивна безбедност обухвата, дакле, мере заштите.



Слика 1. Шема поделе безбедности саобраћаја

На слици (Слика 1) приказана је шема поделе безбедности саобраћаја.

Под активну безбедност спадају: безбедност вожње, безбедност опажања, условна безбедност и безбедност управљања и руковања.

Под пасивну, унутрашњу безбедност спадају: деформационо понашање каросерије, јачина путничког простора, систем за задржавање путника, унутрашње површине путничког простора, систем за управљање, могућност излажења (избављења путника) и заштита од пожара.

Под појмом спољашње безбедности проучавају се: деформационо понашање каросерије, спољашњи облик каросерије, браници и глаткост спољашњих површина.

У овом раду ће се посветити посебна пажња каросерији као фактору пасивне безбедности.

1.1 Пасивна безбедност возила

Као што је већ наглашено, разликују се спољашња и унутрашња пасивна безбедност возила.

1.1.1 Спољашња безбедност

Спољашња безбедност обухвата мере које се спроводе у фази пројектовања да би се минимизирале последице повреда спољних учесника у саобраћају (пешака, бициклиста и моторциклиста).

Основни фактори који одређују спољашњу безбедност су:

- Деформационо понашање каросерије,
- спољашњи облик каросерије,
- браници (облик, висина, еластичност),
- спољашњи делови каросерије (глатки, заокругљени, од гуме или еластичних материјала).

Основни задатак конструктора и стилиста јесте пројектовање возила чији ће спољашњи облик да минимизира последице примарног судара.

Најважнији тип судара по учестаности и тежини повреде јесте удар предњим делом возила на пешака. Одвијање процеса судара зависи од висине пешака, брзине судара, облика чеоног дела возила и еласто-пригушних карактеристика контактних површина.

1.1.2 Унутрашња безбедност

Унутрашња безбедност обухвата све мере које се реализују у фази пројектовања аутомобила са задатком да се смање убрзања и силе које дејствују на посаду возила у случају саобраћајне незгоде. Циљ ових мера је

обезбеђење услова за преживљавање у путничком простору (укључујући место возача) и да осигурају функционисање оних критичних подсистема и елемената возила од чијих исправних функција зависи извлачење путника из возила пошто се деси саобраћајна незгода.

Овде спадају:

- Деформационо понашање система браника (пригушни ход браника реализује се и до 140mm; возило остаје неоштећено до брзине судара 16-20km/h);
- Деформационо понашање каросерије (могућност апсорбовања кинетичке енергије тј. степен њеног претварања у деформациони рад возила);
- Површине контакта унутрашњости возила (унутрашње површине са којима при судару путници долазе у контакт треба да буду деформабилне, како би се максимално апсорбовала кинетичка енергија, затим не смеју да имају оштре ивице нити штрчеће делове који би могли да повреду путника);
- Путнички простор, његова јачина и димензије које су неопходне за преживљавање за време и после судара;
- Систем задржавања;
- Могућност избављања путника из возила;
- Заштита од пожара.

Дакле, каросерија је фактор како и спољашње, тако и унутрашње пасивне безбедности возила и у даљем раду ће се посветити пажња управо овој области.

2 Заштита партнера у саобраћају – агресивност возила

Говорећи о безбедном аутомобилу и пасивној безбедности ми се, у фази пројектовања, пре свега, бавимо заштитом посаде аутомобила.

Међутим, резултати статистичких истраживања показују да су врло чести судари између возила различитих тежина, с обзиром да је наш друмски саобраћај мешовит у погледу тежинских класа учесника. Мало се говори о заштити партнера у саобраћају.

Не ради се само о возилима различите тежине и димензија, већ и о различитим карактеристикама деформабилности као и о различитим начинима градње возила истих категорија. Исте саобраћајне просторе користе пешаци, путнички аутомобили и камиони. У таквој ситуацији постоје неке могућности да се избегну саобраћајне незгоде некомпатибилних партнера, односно да се умање последице судара [1].

Те могућности су:

- Смањење максимално дозвољене брзине на путу,
- увођење одвојених саобраћајних простора за одређене групе учесника у саобраћају,
- забрана саобраћаја возила испод одређене тежинске класе,
- развој возила са аспекта судара са различитим учесницима у саобраћају.

2.1 Анализа агресивности преко једначина механике удара

У судару два возила, у зависности од њихове структуре, апсорбоваће се, односно претвориће се у деформациони рад, енергија

$$E = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot \Delta v_0^2 \quad (2.1)$$

где су:

- m_1 и m_2 масе сударених возила,

- $\Delta v = \Delta v_1 + \Delta v_2$; Δv_1 , Δv_2 , промене брзина сударених возила

Овде се, као и у даљем тексту, претпоставља да је судар идеално пластичан ($k=0$).

Расположива изгубљена енергија се трансформише у деформациони рад у зависности од геометријских и тежинских карактеристика, као и од чврстоће возила – учесника у судару.

Пројектовати возило, респектујући и захтев заштите партнера у саобраћају, значи реализовати унапред одређену расподелу деформационог рада између два возила у судару. За слабије возило то значи не прећи границе екстремних услова за које је возило пројектовано, а с обзиром на услове које диктирају правилници о чеоном удару у баријеру. За тешка, агресивна, возила то значи да треба у њиховом предњем делу конструктивно обезбедити мекше елементе, који се протежу што већом дужином. Поред тога, треба обезбедити адекватно подешену геометрију предњег дела возила. Од већег возила се захтева да, пре свега, има степенасту карактеристику зависности сила-деформационо померање. Предњи део возила са монотонно растућом карактеристиком тешко је конструктивно реализовати с обзиром да би се у том случају захтевала нереално велика дужина овог дела.

Из формуле (2.1) следи да губитак енергије зависи само од маса и релативне брзине. При томе, апсолутна брзина и карактеристика структуре возила немају утицаја. За примарни чеони судар је исто да ли су возила имала брзине 20 и 80 или 50 и 50km/h, јер је меродавна само релативна брзина која је у наведеним случајевима иста и износи 100km/h. Међутим, различита је прерасподела апсорбоване (изгубљене) енергије између структура возила у судару у једном и другом случају. Равнотежа изгубљене енергије и деформационог рада је изражена једначином

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot \Delta v^2 = \int_0^{\Delta x_1} F_1 dx_1 + \int_0^{\Delta x_2} F_2 dx_2 = \frac{1}{2} c_1 \Delta x_1^2 + \frac{1}{2} c_2 \Delta x_2^2 \quad (2.2)$$

С обзиром на једнакост импулса у тачки колизије следи и равнотежа сила, тј.

$$c_1 \cdot \Delta x_1 = c_2 \cdot \Delta x_2 \quad (2.3)$$

једначина (2.2) може да се напише у облику

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot \Delta v^2 = \frac{1}{2} c_2 \cdot \left(1 + \frac{c_2}{c_1}\right) \cdot \Delta x_2^2 = \frac{1}{2} c_1 \cdot \left(1 + \frac{c_1}{c_2}\right) \cdot \Delta x_1^2 \quad (2.4)$$

или

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot \Delta v^2 = \frac{1}{2} c_2 \cdot \left(1 + \frac{\Delta x_1}{\Delta x_2}\right) \cdot \Delta x_2^2 = \frac{1}{2} c_1 \cdot \left(1 + \frac{\Delta x_2}{\Delta x_1}\right) \cdot \Delta x_1^2 \quad (2.5)$$

Релације (2.4) и (2.5) јасно говоре да се на основу масе, деформационог померања и крутости само једног возила не може да закључи о релативној брзини сударених возила. Потребно је да се и за друго возило познају најмање две величине, наиме маса и крутост или маса и деформационо померање.

На два једноставна примера показаћемо како утичу релативна брзина и маса сударених возила.

1) Судар два идентична возила ($m_1=m_2=m$, $\Delta x_1 = \Delta x_2 = \Delta x$, $c_1=c_2=c$)

Применом формуле (2.2) следи

$$\frac{m}{4} \cdot \Delta v^2 = c \cdot \Delta x^2 \quad (2.6)$$

одакле је

$$\Delta v = 2 \cdot \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot \Delta x \quad (2.7)$$

2) Судар лаког путничког возила са тешким теретним

У овом случају деформационо померање тешког возила је занемарљиво ($\Delta x_2=0$, $\Delta x_1=\Delta x$), па израз (2.2) постаје

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot \Delta v^2 = \frac{1}{2} c \cdot \Delta x^2 \quad (2.8)$$

Ако је маса m_2 много већа од масе m_1 , израз (2.8) постаје

$$\frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \Delta v^2 = \frac{1}{2} c \cdot \Delta x^2 \quad (2.9)$$

одакле је, стављајући да је $m_1=m$,

$$\Delta v = \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot \Delta x \quad (2.10)$$

Упоредом израза (2.7) и (2.10) може да се закључи да је у другом случају потребна само половина релативне брзине да би се произвело исто деформационо померање на малом возилу. Из овога је јасно колико су мала возила угрожена на мешовитим саобраћајницама.

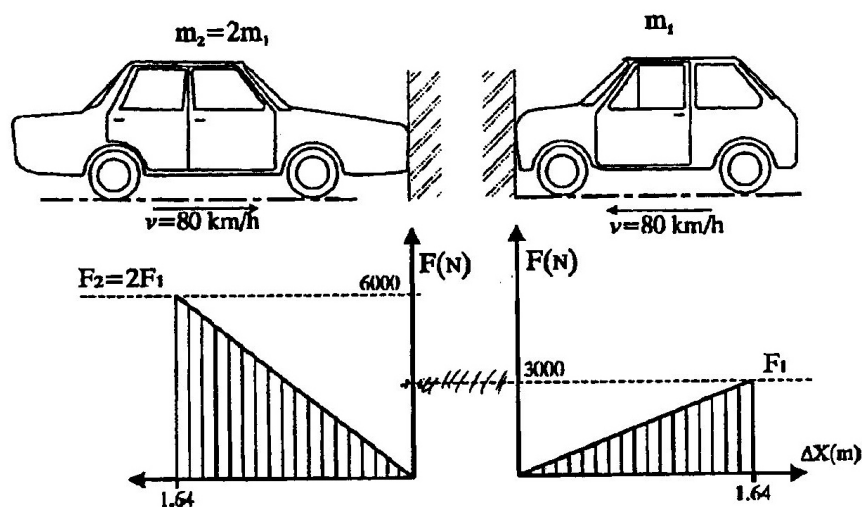
2.2 Могућности за смањење агресивности већег возила

Основни задатак који се пред конструкторе поставља јесте да обезбеде минимално успорење, односно да силе, којима је изложена посада аутомобила при судару, не пређу дозвољене величине.

Овај проблем посматраћемо кроз неколико примера у којима се претпостављају различите карактеристике промене сила, односно убрзања при судару, имајући у виду зависност успорења од деформационог померања, тј. $F = F(\Delta x) = m \cdot a(\Delta x)$.

У свим примерима претпостављамо следеће величине:

- брзина удара у баријеру 80km/h (22m/s)
- изгубљена брзина при судару
два возила (Δv) 120km/h (33m/s)



Слика 2.1: Апсорбовање енергије малог и великог возила при удару у баријеру (претпостављена је иста деформација и идеално пластичан удар)

- маса возила 1	$m_1 = 1000\text{kg}$
- маса возила 2	$m_2 = 2000\text{kg}$
- максимално дозвољено убрзање	$a_{\max} = 30g$
- максимална дозвољена сила	$F_{\max} = 300\text{kN}$

а) ЗАВИСНОСТ СИЛА - ДЕФОРМАЦИЈА ЈЕ ЛИНЕАРНА

а₁) Удар возила у баријеру

На Сл. 2.1 је престављена изгубљена енергија великог и малог возила при удару у баријеру. У овом случају за свако од возила важи релација

$$\Delta E = \frac{1}{2}mv^2 = \int_0^{\Delta x} F dx = \frac{1}{2}c\Delta x^2 = \frac{1}{2}F\Delta x$$

на основу које имамо:

за возило 1

деформациони рад:

$$\Delta E_1 = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 22^2 = 242 \text{ [kJ]}$$

мах. сила (према критеријуму дозвољених оптерећења за посаду, $a_{\max}=30g$)

$$F_1 = m_1 \cdot 30g = 30 \cdot 10^4 \text{ [N]}$$

одакле следи да је максимална теоријска деформација возила 1

$$\Delta x_1 = \frac{2\Delta E_1}{F_1} = 1.64 \text{ [m]}$$

за возило 2

И енергија и сила су двоструко веће, па је деформационо померање исто, тј.

$$\Delta x_2 = \frac{m_2 \cdot v^2}{F_2} = 1.64 \text{ m}$$

Слика 2.1 и изведени рачун јасно показују да за исту деформацију возила различитих тежинских класа веће возило апсорбује и већу енергију, пропорционално његовој маси. Из овога следи недвосмислен закључак да је *теже возило повољније са аспекта заштите посаде [1]*.

а₂) Судар малог и великог возила

Имајући у виду једнакост сила у тачки колизије, биће апсорбована енергија мањег возила, тј.

$$F_1 = F_2 = F = 30 \cdot 10^4 \text{ N}$$

На основу релације (2.1), коју за случај једнаких сила можемо да напишемо у облику

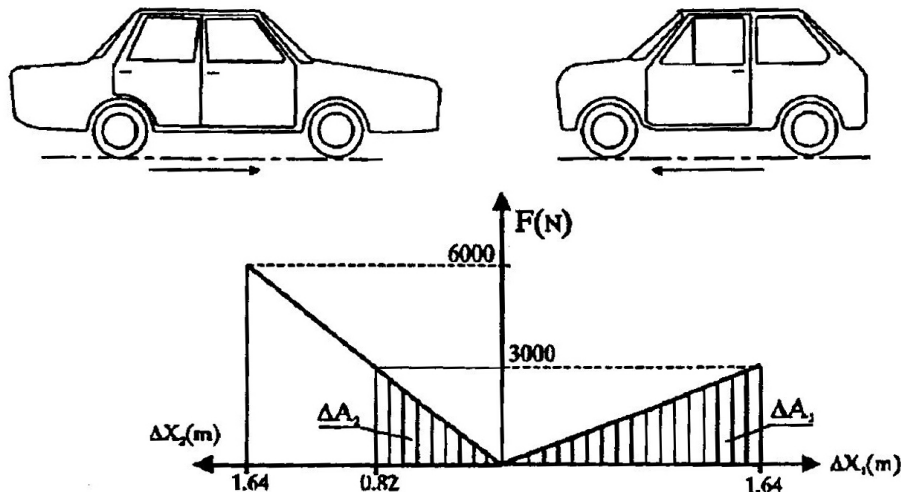
$$\frac{1}{2} m_e \cdot \Delta v^2 = \frac{1}{2} F_1 \Delta x_1 + \frac{1}{2} F_2 \Delta x_2 = \frac{1}{2} F \cdot (\Delta x_1 + \Delta x_2)$$

где су

$$m_e = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} = \frac{2}{3} m_1 = \frac{1}{3} m_2 \quad F_1 = F_2 = F,$$

следе изрази за деформациона померања:

$$\Delta x_1 = \frac{2}{3} \frac{m_e}{F} \Delta v^2 \quad \Delta x_2 = \frac{1}{3} \frac{m_e}{F} \Delta v^2$$



Слика 2.2: Апсорбовање енергије малог и великог возила при чеоном судару (идеално пластичан судар)

Сада изрази за изгубљену кинетичку енергију, тј. деформациони рад при идеално пластичном судару, гласе:

$$\Delta A_1 = \frac{1}{2} F \cdot \Delta x_1 \quad \Delta A_2 = \frac{1}{2} F \cdot \Delta x_2$$

Замењујући деформациона померања Δx_1 и Δx_2 и изједначујући деформациони рад са изгубљеном кинетичком енергијом, следи:

$$\Delta E_{k1} = \frac{1}{3} m_e \Delta v^2 \quad \Delta E_{k2} = \frac{1}{6} m_e \Delta v^2$$

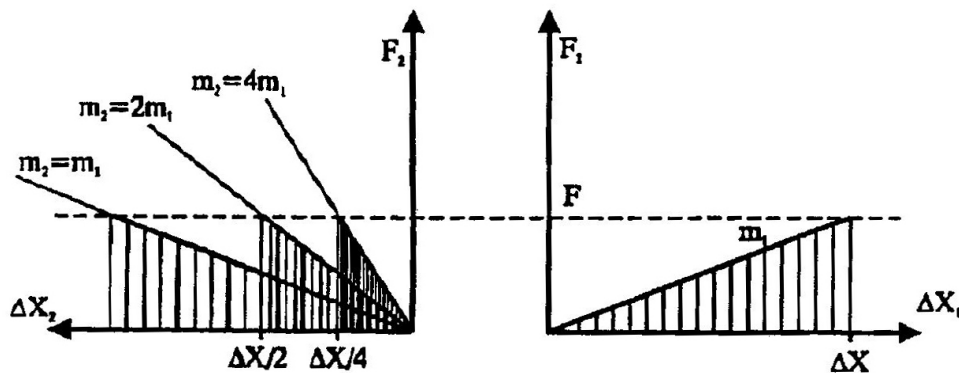
Очигледно је да је већи део кинетичке енергије апсорбовало мало возило, у конкретном случају двоструко већу енергију.

Апсорбована енергија малог возила у овом примеру једнака је апсорбованој енергији малог возила за случај удара у баријеру у претходном примеру, што је илустровано на Сл. 2.2.

У принципу, линеарна зависност крутости и деформационог померања је повољна јер сила удара расте поступно, па може да се каже да нема тенденцију агресивности.

Код судара два возила различитих тежина, лакше возило има већу промену брзине и веће деформационо померање. Уколико се максимална сила ограничи према условима безбедности малог возила, што је увек случај, тј. $F_1 = F_2 = F$, биће у важности следеће релације:

$$\frac{\Delta x_1}{\Delta x_2} = \frac{c_2}{c_1} = \frac{m_2}{m_1}; \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{m_2}{m_1}; \quad \frac{a_1}{a_2} = \frac{m_2}{m_1} \quad (2.11)$$



Слика 2.3: Зависност апсорбовања енергије великог возила од његове масе (идеално пластичан судар)

Линеарна карактеристика силе у функцији деформационог померања представља идеалну зависност, она се, практично, налази на доњој граници реалних карактеристика возила. Главна предност је што нема ударних – импулсних промена и што се успорење постепено мења.

Из нумеричког примера се види да и велико возило преузима део укупне апсорбоване енергије. Недостатак је што са повећањем своје масе велико возило прихвата све мањи део укупне деформационе енергије. То значи да

би у таквим случајевима, када се масе возила знатно разликују, за исто гранично успорење (максимално допуштено успорење с обзиром на посаду возила) деформационог померања малог возила биле исувише велике, Сл. 2.3.

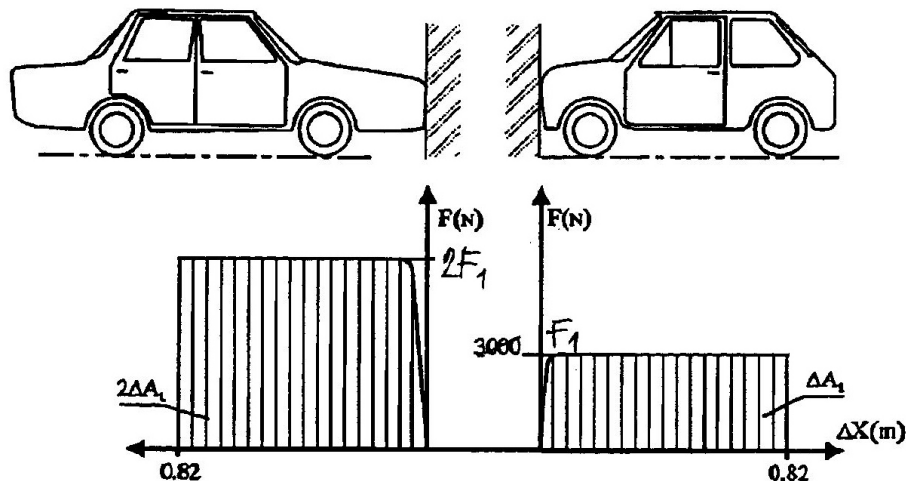
б) ЗАВИСНОСТ СИЛА – ДЕФОРМАЦИЈА ЈЕ КОНСТАНТНА

Посматрајмо други гранични случај, када сила не зависи од деформације возила, тј. $F = \text{const.}$ (видети дијаграм на Слици 2.4)

б₁) удар у баријеру

Мало возило:

$$F_1 \cdot \Delta x_1 = \frac{1}{2} m_1 \cdot v^2 \quad \Delta x_1 = \frac{m_1 v^2}{2 F_1} \approx 0.82 \text{ [m]}$$



Слика 2.4. Апсорбовање енергије у малом и великом возилу при удару у баријеру (за исту претпостављену деформацију и идеално пластичан удар)

Велико возило:

$$F_2 \cdot \Delta x_2 = \frac{1}{2} m_2 \cdot v^2 \quad \Delta x_2 = \frac{m_2 v^2}{2 F_2} \approx 0.82 \text{ [m]}$$

С обзиром на претпостављене масе, следи да је при удару у баријеру $\Delta A_2 = 2 \Delta A_1$, што илуструје Сл. 2.4.

б₂) Судар два возила:

С обзиром да и даље претпостављамо да се максимална сила ограничава на

$$F_1 = m_1 \cdot 30g \approx 30 \cdot 10^4 \text{ [N]},$$

то укупну апсорбовану енергију прима структура мањег возила, тј.

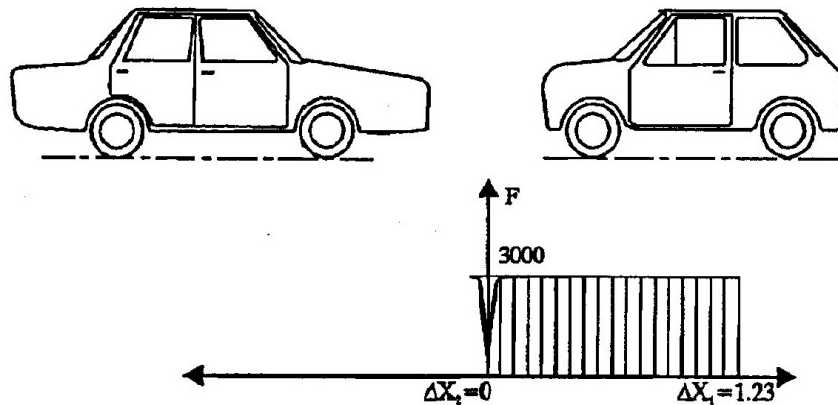
$$\frac{1}{2} m_e \cdot \Delta v^2 = F \cdot \Delta x_1$$

Са Сл. 2.5 је очигледно да је

$$\Delta x_1 = \frac{m_e \cdot \Delta v^2}{2F} = 1.23 \text{ [m]} \quad \Delta x_2 = 0.$$

Однос апсорбованих кинетичких енергија малог возила у посматраном случају је:

$$\frac{E_{k(F=\text{const})}}{E_{k(\text{barijera})}} = \frac{3}{2}$$

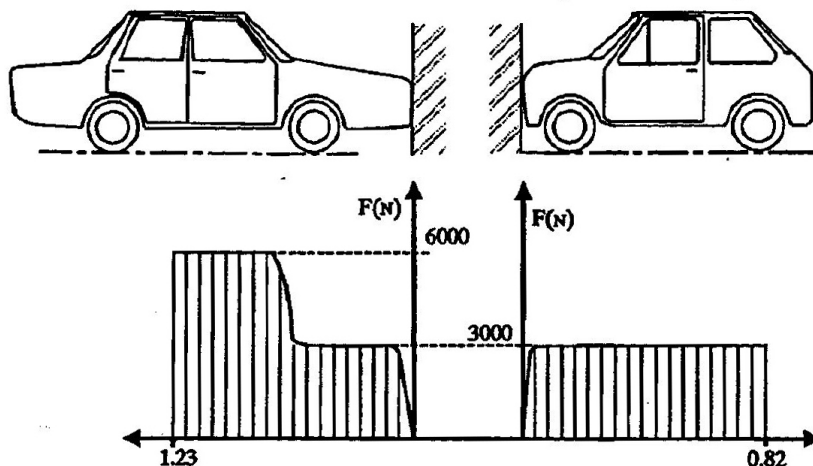


Слика 2.5: Апсорбовање енергије у малом и великом возилу при чеоном судару

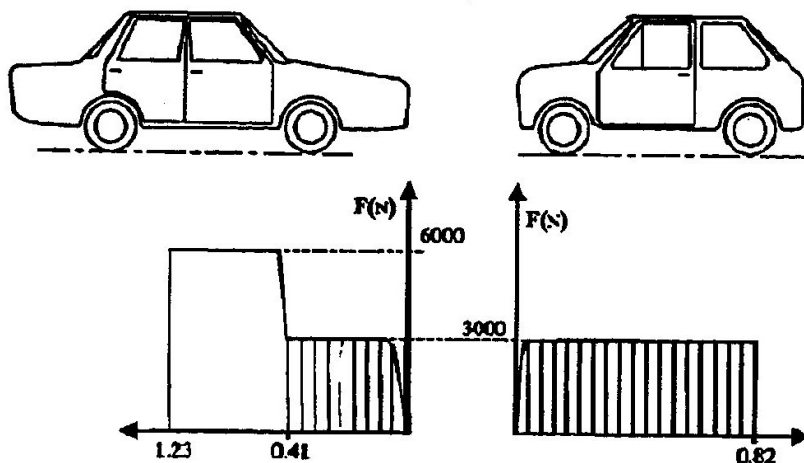
Закључак је да је ова карактеристика великог возила изузетно неповољна по мало возило, тј. да је са карактеристиком силе која не зависи од деформационог померања, велико возило максимално агресивно.

Ц) СТЕПЕНАСТА КАРАКТЕРИСТИКА ВЕЛИКОГ ВОЗИЛА

На Сл. 2.6 дате су апсорбоване енергије малог и великог возила за удар у баријеру брзином 80km/h (22m/s), односно за судар два возила релативном брзином од 120km/h (33m/s), за претпостављену степенасту зависност силе и деформационог померања великог возила. Све друге претпоставке су истоветне као у претходним примерима.



Слика 2.6: Апсорбовање енергије у малом и великом возилу при удару у баријеру (за исто претпостављено деформационо померање и идеално пластичан судар)



Слика 2.7: Апсорбовање енергије у малом и великом возилу при судару (идеално пластичан судар)

Са Сл. 2.7 је очигледно да је апсорбована енергија малог возила при удару у баријеру брзином од 80km/h једнака апсорбованој енергији малог возила при судару два возила брзином од 120km/h уколико је карактеристика дефинисана према Сл. 2.6.

У приказаном примеру проблем агресивности великог возила је у потпуности решен.

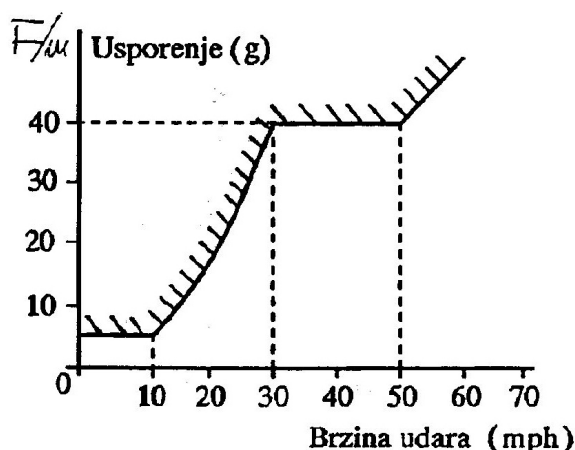
Уопште, може се сматрати задовољавајућим ако у судару два возила различите величине, мало возило апсорбује онај део енергије који је прописима предвиђен при његовом удару у баријеру.

Свакако, ако би се масе возила знатније разликовале од датог примера, проблем агресивности већег возила не би са датим карактеристикама био решен.

Д) КАРАКТЕРИСТИКА ПРЕДЊЕ СТРУКТУРЕ ЗАВИСНА ОД БРЗИНЕ УДАРА

У примерима које смо до сада разматрали, карактеристика крутости предњег дела структуре није била зависна од брзине удара. Карактеристика крутости, која је зависна и од брзине удара, пружа више могућности за решавање проблема агресивности великог возила.

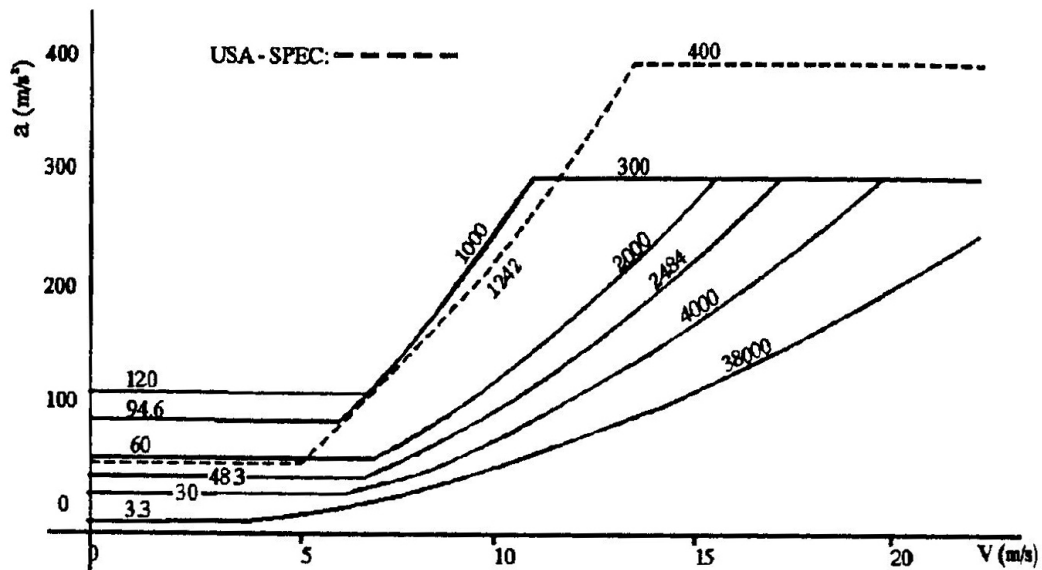
Према америчким препорукама за безбедно путничко возило тражи се да карактеристика предње структуре возила, при удару у баријеру, одговара дијаграму на Сл. 2.8.



Слика 2.8: Максимално дозвољено успорење чеоне структуре путничког возила у зависности од брзине удара у баријеру (USA захтев)

На Сл. 2.9 су дате карактеристике успорења у зависности од брзине удара према америчком захтеву (пуне линије), али узимајући у обзир и одређен степен сигурности (испрекидана линија).

Идеја је да се у првој фази, при почетним деформацијама, обезбеди константно успорење малог интензитета, затим да се у другој фази оствари пораст успорења по кривој у функцији брзине са експонентом $n=2.0$ (1.85), да би се у трећој фази остварило константно успорење при даљем расту деформације [1].

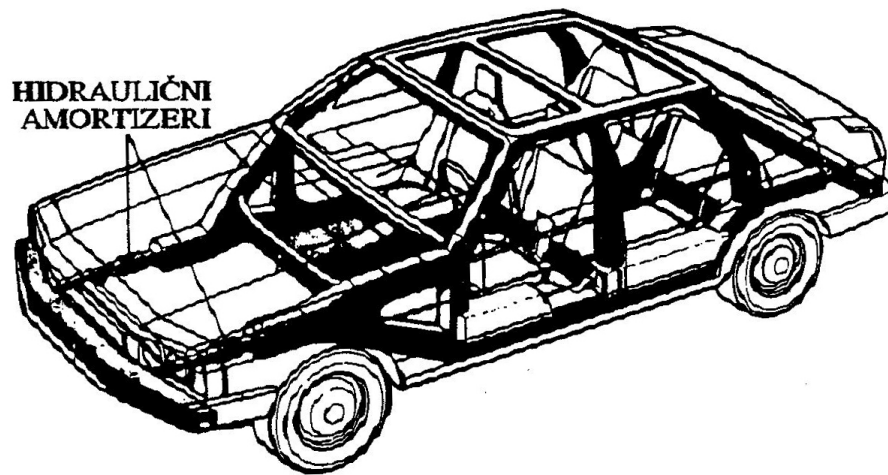


Слика 2.9: Успоредње (ударна сила) возила различитих тежина у зависности од брзине удара у баријеру

На крају одељка могли бисмо да наведемо следеће мере у циљу заштите партнера у саобраћају:

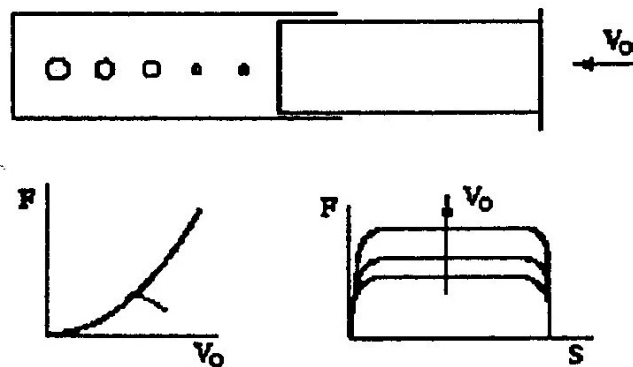
1. остварити дужу, мекшу (више деформабилну) структуру тежег возила;
2. пројектовати структуру тежег возила на начин на који би се оствариле деформације малог возила еквивалентне онима при удару у баријеру са 50km/h;
3. пројектовати краћу чеону структуру лакшег возила у делу маске и хладњака, тј. у мекшем делу; обезбедити одговарајућу чврстоћу структуре предњег дела лакшег возила;
4. обезбедити померен унапред положај ослањања предњег дела мотора и мењача код лакшег возила, односно померен уназад код тежег возила;
5. обезбедити посебне карактеристике система за задржавање путника код лакшег возила (експоненцијална промена силе и сасвим мали слободан ход ремена појаса);
6. избећи агресивност камиона при налету лакшег возила са задње стране, обезбеђењем заштите против подлетања лакшег возила.

На Сл. 2.10 дато је могуће конструктивно решење чеоног дела великог возила у циљу смањења његове агресивности. Ради се о хидрауличном принципу амортизовања кинетичке енергије, тј. о постављању амортизера на предње уздужне носаче у моторском простору, ради повећаног апсорбовања енергије.



Слика 2.10: Хидраулични одбојни амортизери на агресивном возилу

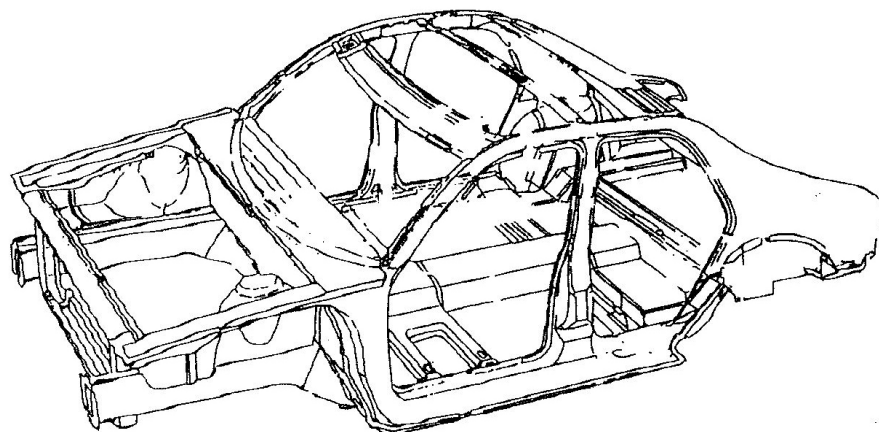
Промена силе у амортизеру у функцији хода клипа је константна, ако је решење цилиндра амортизера као на Сл. 2.11.



Слика 2.11: Могући ток промене силе у амортизеру у функцији хода и брзине клипа

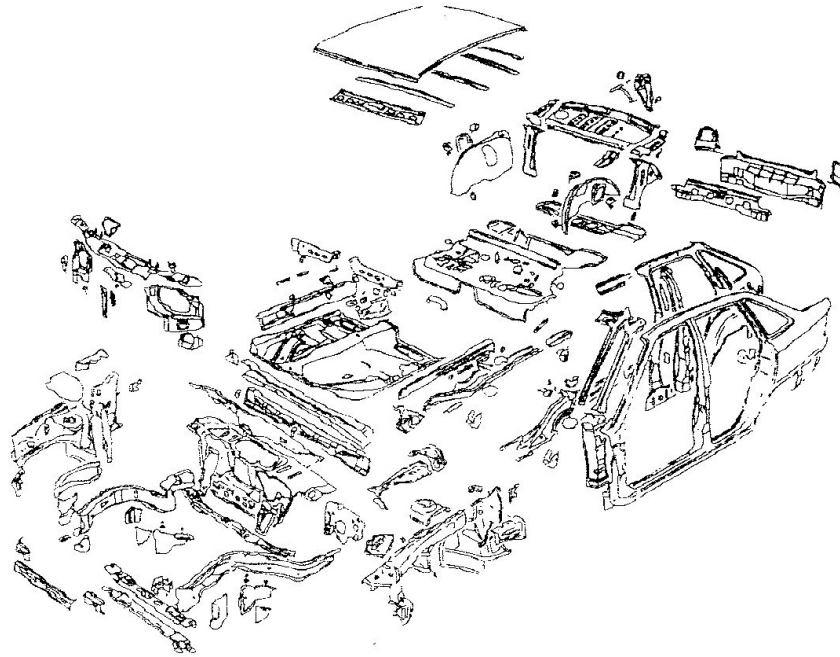
3 Каросерија аутомобила

Каросерија аутомобила, Слика 3.1 је важан подсистем на возилу који обавља многе функције. Оне варирају од најједноставнијих функција као што су повезивање делова возила у једну целину, до функције смањења буке и вибрација која раздваја класу луксузних возила од оних из економске класе. У овом поглављу укратко ћемо описати карактеристике савремених носећих структура и технологију.

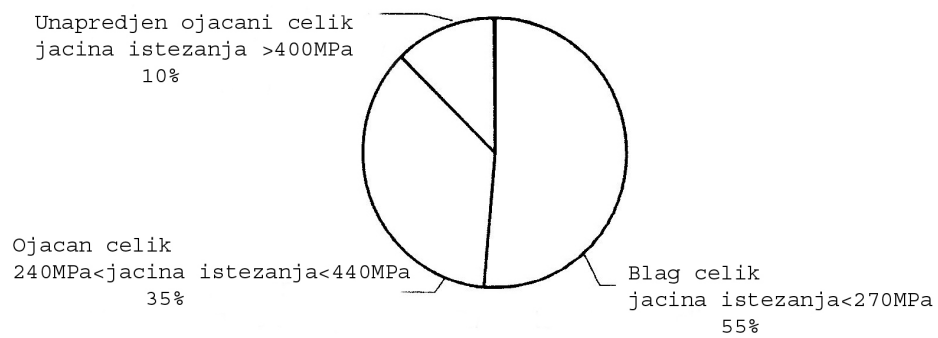


Слика 3.1: Типична каросерија

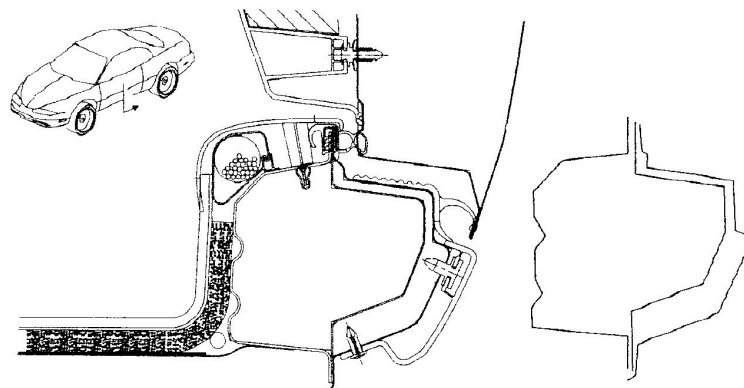
Типична каросерија је склоп металних елемената, Слика 3.2, обично од челика, али и од алуминијума. Неколико класа материјала или легура се користе како би се задовољили захтеви у погледу деформабилности структуре која је потребна за постизање облика дела, Слика 3.3. Отпресци су састављени како би се формирали танкозидни структурни елементи, Слика 3.4. Уобичајен распоред ових структурних елемената води до неколико различитих типова каросерије.



Слика 3.2: Елементи каросерије



Слика 3.3: Распоред класа челика у стандардном аутомобилу



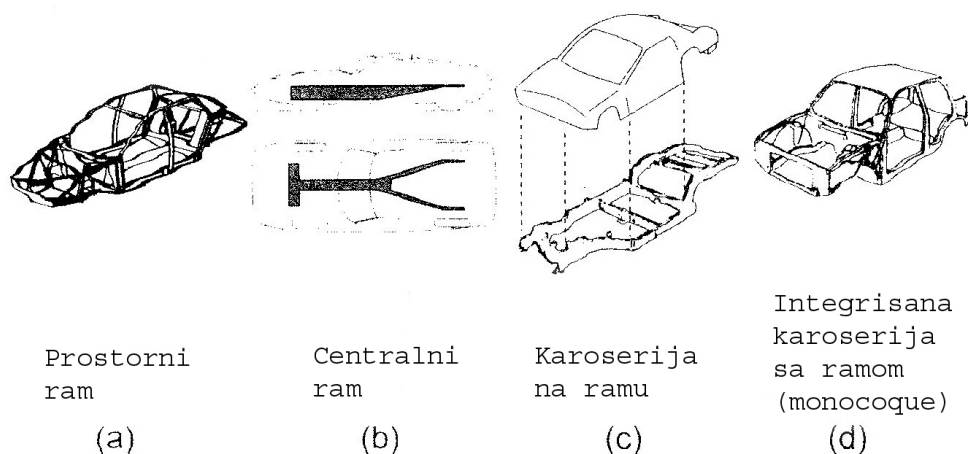
Слика 3.4: Типичан пресек прага код аутомобила

3.1 Опис типова каросерија аутомобила

Данас постоји неколико типова структуре каросерије. Преовлађујући типови су просторни рам, централни рам, каросерија на раму и интегрисана каросерија са рамом (Monocoque), Слика 3.5.

Просторни рам, Слика 3.5а, карактеришу тродимензионални оквир сачињен од носача спојених у чворовима. Оквир обезбеђује структурни интегритет са спољашњим панелима који нису оптерећени. Тип просторног рама може бити израђен коришћењем јефтинијих алата као што је савијање профила на ваљцима или хидроформирање, и обично се употребљава за нисколитражна возила [2].

Конфигурацију централног рама, Слика 3.5б, карактерише велики, затворени структурни део смештен у доњем централном делу возила. Овај део обезбеђује структурни интегритет код овог типа. Због убацивања у кабину, ово конструктивно решење је ограничено конфигурацијом унутрашњости возила са два или четири седишта.

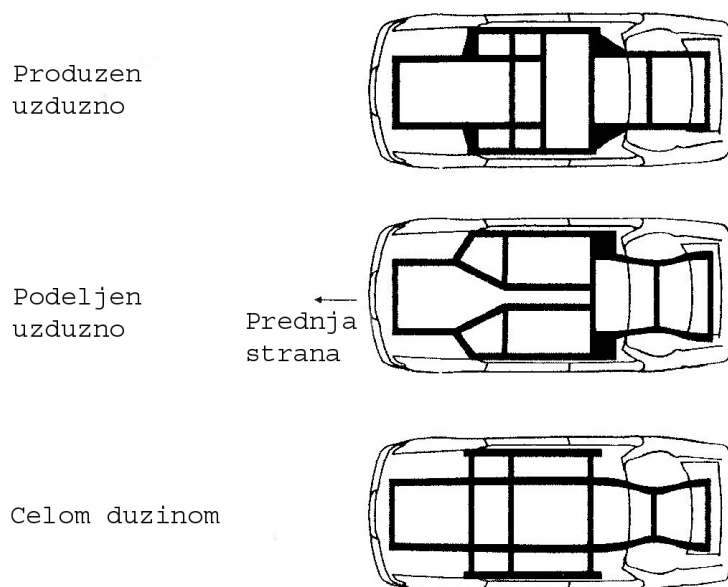


Слика 3.5: Типови каросерије

Конфигурација каросерије на раму, Слика 3.5в, била је доминантан тип на путничким аутомобилима до 1980-тих, и остала је доминантна код лакших теретних возила. Овај тип карактерише лествичаст рам на коме су причвршћени систем еластичног ослањања и преносник снаге, и каросерија која је повезана са рамом помоћу флексибилних носача каросерије.

Конфигурацију интегрисана каросерија са рамом (Monocoque), Слика 3.5д, карактерише интегрална структура коју формира "шкољка"-каросерија укључујући и спољашње панеле. Интегрална структура прима сва главна оптерећења. Ово је тренутно најдоминантнији тип на путничким возилима, и сматра се најефикаснијом конфигурацијом у погледу масе возила. Због своје превласти, највише ћемо се фокусирати на ову конфигурацију; међутим, принципи које ћемо приказати се такође могу применити и за друге конфигурације.

Унутар *Monocoque* (самоносеће) конфигурације постоје различите варијанте размештаја (eng. *topology*). Топологија је такав распоред структурних елемената-греда и панела-који испуњава захтеве на најјефикаснији начин. Поред структурних захтева, ефективна топологија каросерије такође задовољава додатна ограничења која паковање, стил и производњу стављају на позицију и величину структурних елемената. Слика 3.6 показује три најчешће топологије које се данас користе. У наредним поглављима дискутоваћемо о основама одређивања топологије каросерије.



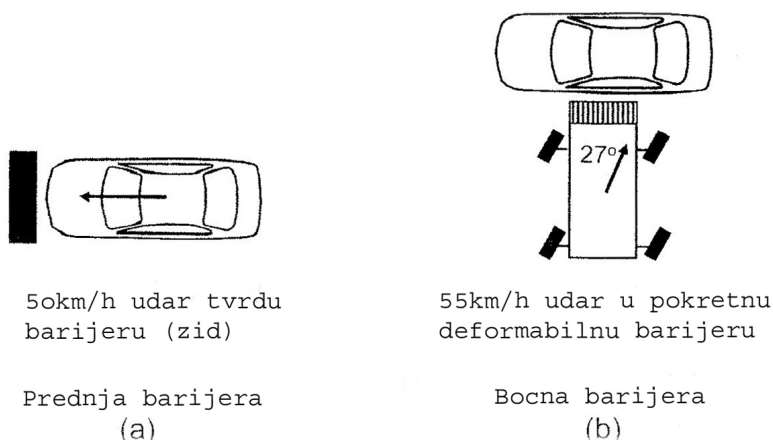
Слика 3.6: Интегрисан рам са каросеријом, основни типови

4 Дизајн за квалитет у тестовима судара CRASH WORTHINESS

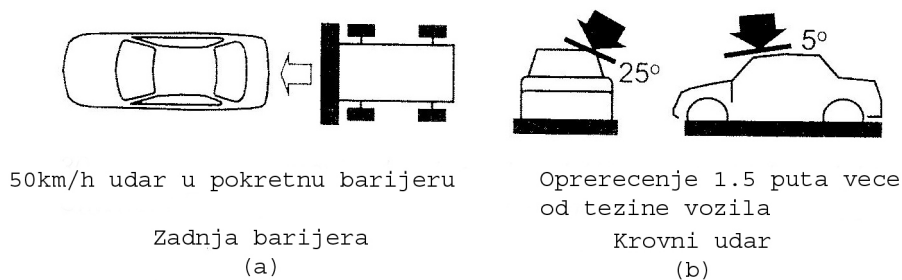
Један од основних функција каросерије је да заштити путнике у процесу судара. Због променљивости области удара, многе владе различитих земаља имају различите стандардне crash-тестове и минималне захтеване нивое перформанси. За САД, ови стандарди су садржани у Федералним Стандардима за Моторна Возила, док су слични стандарди за Европску Унију, Јапан, Кореју, Аустралију и др.

4.1 Стандардизовани услови теста безбедности и захтеви

За тестове удара који утичу на укупну структуру возила, ови стандардни тестови могу бити категорисани у четири главне групе: **предњи удар, бочни удар, задњи удар, и отпорност на превртање**. Сlike 4.1 и 4.2 илуструју услове тестирања за сваку од ове четири групе.

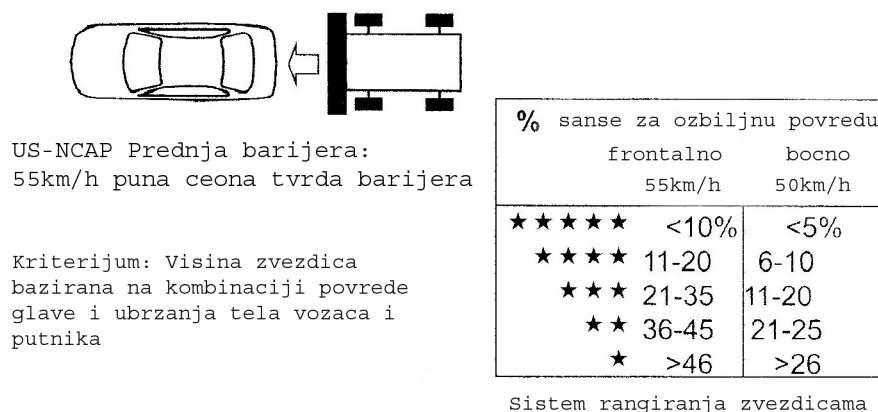


Слика 4.1: Основни услови тестирања: предњи и бочни удар



Слика 4.2: Основни услови тестирања: задњи и кровни удар

Ови владини стандарди утврђују *минимални* ниво перформанси за возила која ће бити продавана у датој земљи. Осигуравајућа друштва и удружења потрошача имају развијене тестове који процењују возила изнад минималних владиних захтева. Нови програм процене аутомобила (NCAP-New Car Assessment Program) је један такав скуп тестова. Процена NCAP-а је заснована на вероватноћи од повреде за одређени тест, са рангирањем у погледу броја звездица од једне - већа вероватноћа од повреде, до пет звездица – мања вероватноћа од повреде, Слика 4.3.



Слика 4.3: Услови тестирања базирани на корисницима: NCAP

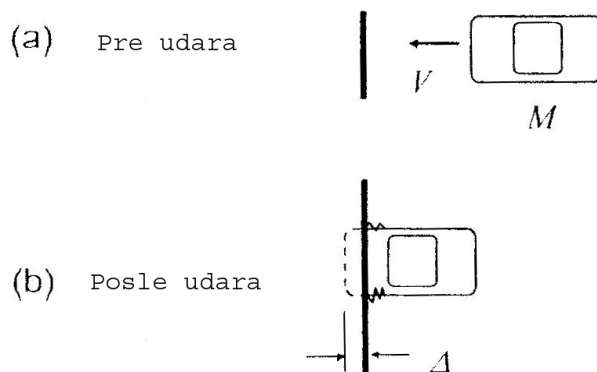
Док су ови стандарди опсежни и покривају многе конфигурације тестова, фокусираћемо се на два важна услова: **удар у пуну предњу баријеру и бочни удар**. Испитивањем детаљно ова два услова, развија општи приступ и алати који могу бити коришћени за испитивање и других услова [2].

4.2 Предња баријера

У овом делу ћемо пратити стање возила у покрету под утицајем круте баријере. Иако је ово само један од неколико услова за предњи удар, анализе које су развијене за овај тест могу бити проширене и на друге услове. Услови тестирања су приказани на Слици 4.4. Возило масе М се

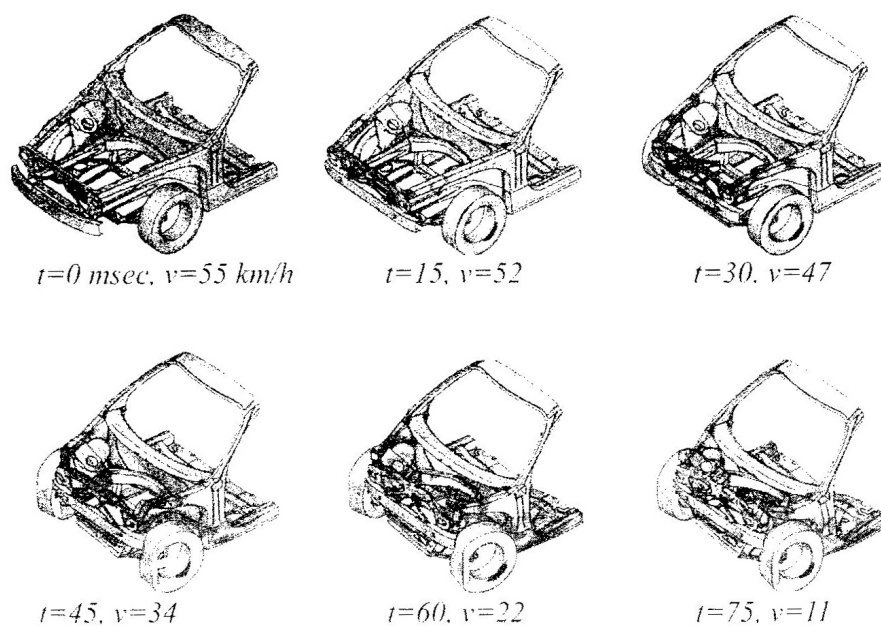
креће константном брзином v . Оно ће само додирнути круту, непокретну баријеру у тренутку $t=0$.

Како се возило деформише, брзина у тежишту возила ће се постепено смањивати док не дође до $v=0$ у тренутку када се дешава максимална деформација, Δ . Слика 4.4 приказује возило пре и после теста.



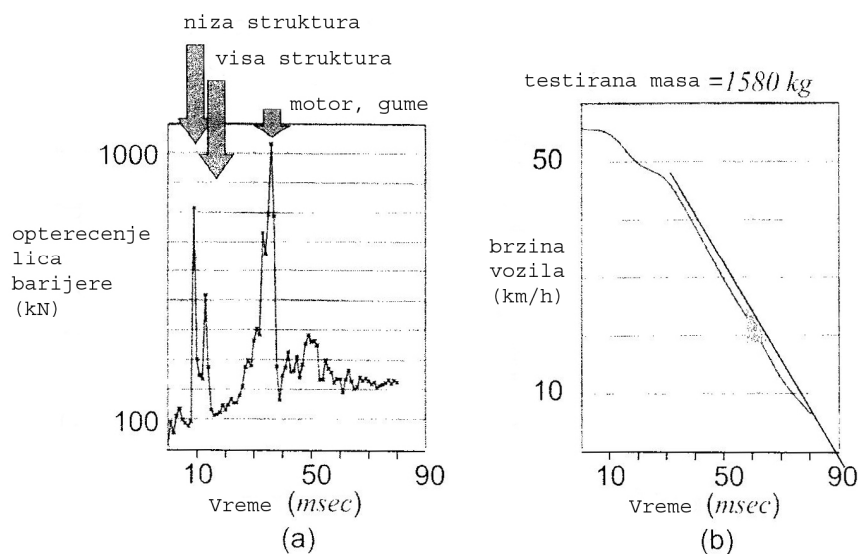
Слика 4.4: Пун чеони удар

След догађаја типично за возила средње величине када пролазе кроз такав удар је приказан на Сlici 4.5. У тренутку $t=0$, возило се креће брзином $v=v_0$ и предњи браник само додирује предњу страну баријере. У тренутку $t=15\text{msec}$, браник је сломљен, а средњи и бочни носачи моторског простора су оптерећени. У тренутку $t=30\text{msec}$ средњи носачи су почели да се деформишу као хармоника и погонски део је управо додирнуо баријеру и почиње да успорава. У тренутку $t=45\text{msec}$, средњи и горњи носачи настављају да се гужвају, погонски део успорава до заустављања и точкови ударају у баријеру. На крају, у тренутку $t=90\text{msec}$, возило је успорило до $v=0$ са неком деформацијом, Δ , згужваног моторског простора.



Слика 4.5: Типичан след догађаја предње баријере

За овај тест, основни подаци се прикупљају од оптерећења које је деловало на предњу страну баријере, и убрзања у тежишту возила. Убрзање је затим интегрално да би се одредила брзина. Слика 4.6а приказује типичан график за оптерећење предње стране баријере у односу на време. На почетку судара виде се релативно ниска оптерећења настала сломом браника, која затим прати пик (нагли пораст) када су средњи носачи првобитно оптерећени. Други пик се дешава у тренутку $t=35\text{ msec}$, када је крути погонски део ударио у баријеру и одједном успорио. Ово је праћено приближно константним оптерећењем. Од овог пика, па до краја интервала судара структура моторског простора наставља да се гужва.



Слика 4.6: Протекло време типичне предње баријере

Одговарајући график за брзину тежишта возила у односу на време је приказан на слици 4.6б. Примећује се да је нагиб ове криве у било ком тренутку времену, t , убрзање тежишта возила у том тренутку. Брзина се у почетку постепено смањује до $t=30\text{ msec}$ праћена стрмим линеарним смањењем до краја догађаја. Нагиб током овог линеарног смањења брзине је успоравање кабине.

На овакав тест се обраћа посебна пажња како би се умањиле повреде путника. Првобитни показатељи оваквих повреда су приказани убрзањем у тежишту возила – нижи ниво убрзања умањује повреде.

4.2.1 Структурни захтеви за предњу баријеру

Током прелиминарног дизајна возила бавимо се установљењем структурних захтева каросерије:

1. Максимално убрзање кабине, a_{MAX}
2. Слободан простор за деформацију, Δ
3. Средња сила удара, F_{AVG}

Ови захтеви се не могу поставити независно. Посматраће се равнотеже механичког рада-енергије возила пре и после удара.

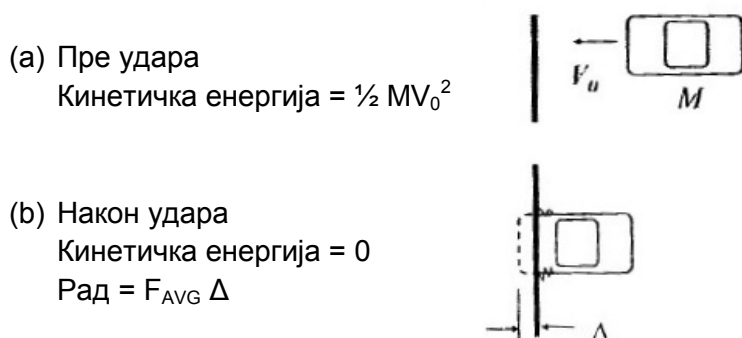
На Слици 4.7а види се возило непосредно пре удара. Кинетичка енергија је $\frac{1}{2}MV_0^2$ где је V_0 брзина удара у тесту. Након удара кинетичка енергија износи нула, али рад остварен на систему током колапса једнак је производу средње силе удара и дужине деформационог померања, $F_{AVG}\Delta$, Слика 4.7б. Изједначајући кинетичку енергију са оствареним радом

$$\frac{1}{2} MV_0^2 = F_{AVG}\Delta$$

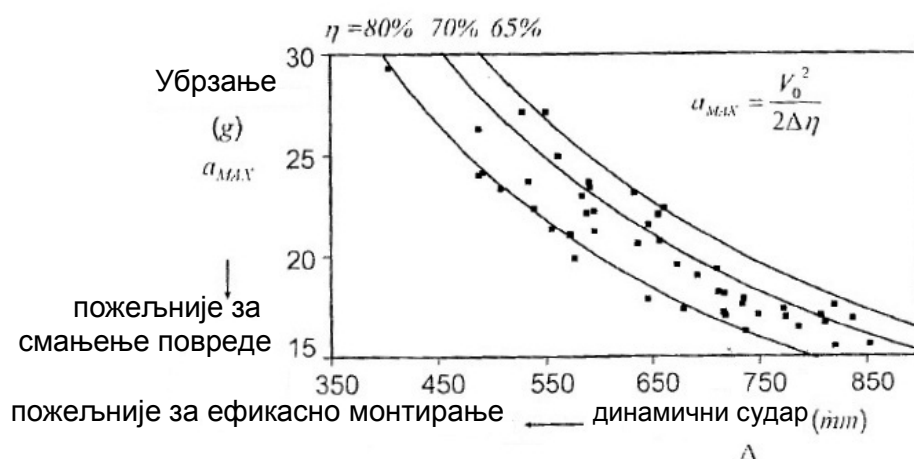
и замењујући $F_{AVG} = \eta F_{MAX}$ и $F_{MAX} = a_{MAX}$ износи

$$a_{MAX} = V_0^2 / 2\eta\Delta \quad (4.1)$$

што је однос између максималног убрзања кабине, a_{MAX} , (који је везан за повреду путника), простора судара, Δ , (који је везан за „линију“ аутомобила и монтирање), однос максималне и средње силе удара, η , (који је везан за особине структуре каросерије) и почетна брзина, V_0 . Ако се погледају подаци мерног теста, Слика 4.8, може се видети реципрочан однос између максималног убрзања кабине током удара и простора судара. Ова илустрација такође показује практичну максималну вредност $\eta \approx 0.8$ (односа максималне и средње силе удара), када се гужвање структура танких зидова користи као механизам за апсорбовање енергије.



Слика 4.7: Потпун чеони удар

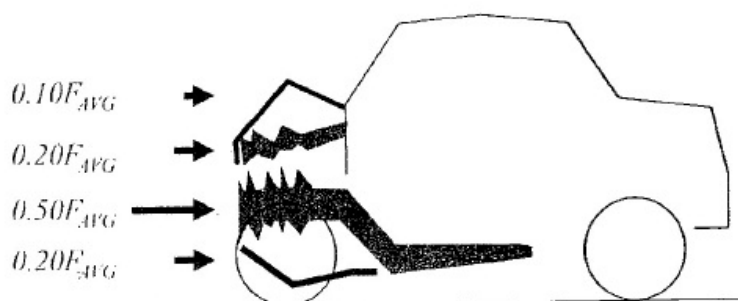


Слика 4.8: Мерење баријере на 50km/h

Однос једначине 4.1 предлаже процедуру за прилагођавање структуре предњег дела каросерије када је у питању заштита путника у судару:

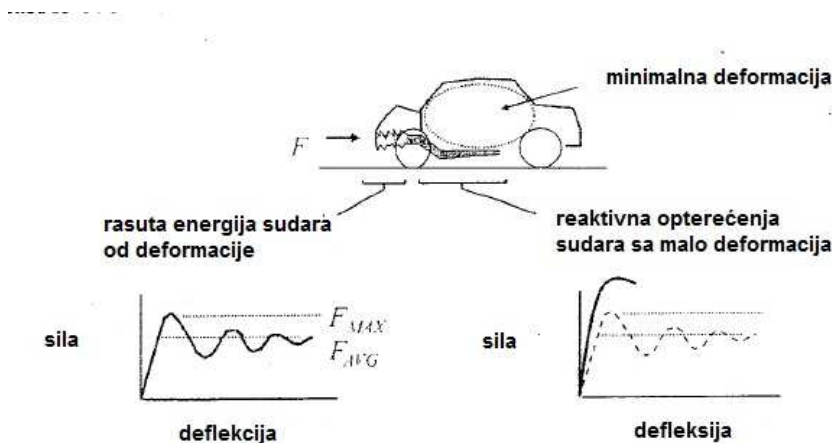
1. Утврдити максимална дозвољена смањења брзине кабине на основу повреде путника, a_{MAX}
2. Утврдити доследан структурни однос између средње и максималне силе удара и деформационог померања, $(\eta\Delta)$ помоћу једначине 4.1
3. Израчунати средње и максималне дозвољене силе удара које возило мора да произведе током судара, F_{AVG} , F_{MAX} , помоћу односа средње и максималне силе удара, η , из другог корака
4. Доделити укупне силе из трећег корака структурним елементима унутар предњег краја возила.

Нека неустаљена правила постоје за додељивања у четвртном кораку: 20% силе ствара путања оптерећења доње структуре тачно испод врха браника, 50% силе ствара структура средњег дела, 20% виша платформа и 10% хауба и браници, Слика 4.9.



Слика 4.9: Типична подела оптерећења баријере

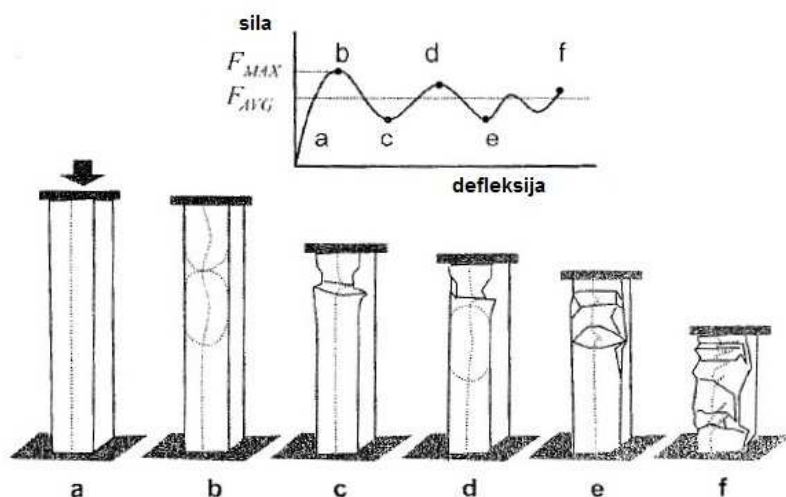
Дакле, јасно су дефинисане области кабине где су жељене минималне деформације које могу повредити путнике. Такође је дефинисана зона судара од које се очекује да се деформише након удара и која мора да створи силе које успоравају зону кабине на жељени начин. Сада када су одређени циљеви за просечну и максималну силу судара, могу се димензионисати структуре елемената. Неки од елемената у зони судара су димензионисани тако да пружи силе док су у судару, а други елементи око зоне кабине су димензионисани тако да се осигура да неће бити залажења у ту област, Слика 4.10.



Слика 4.10: Структурни захтеви за предњу баријеру

4.2.2 Димензионисање носача за апсорпцију енергије

Прво се размарају структурни елементи у зони судара и пажња се обраћа на путању највећег оптерећења – средњи носач. Уз помоћ процедуре из предходног одељка, идентификована је потребна средња сила удара и максимална дозвољена сила такође. На Слици 4.11 се види квадратни пресек танких зидова под осовинским компресивним оптерећењем, F . За мала оптерећења, стуб је под једноставним компресивним притиском, $\sigma = F/A$, A је област попречног пресека, Слика 4.11а. Како се компресивно оптерећење постепено повећава, оптерећење еластичног извијања за зидове носача је достигнуто и зидови се извијају, Слика 4.11б. Како се оптерећење повећава, достиже се оптерећење где се углови носача осакаћују (деформишу) и оптерећење пада, Слика 4.11ц. Када деформисани углови достигну најнижу тачку, оптерећење се поново повећава, Слика 4.11д. Овај процес се понавља, стварајући шаблон хармонике и криву оптерећења-деформације која осцилира око средње силе удара, Слика 4.11е и ф.



Слика 4.11: Пресек подужног носача под дејством силе

Емпиријски однос за предвиђање сила током удара, Слика 4.12, је дат у једначини 4.2. Јединице су N, mm, N/mm².

$$\begin{aligned}
 P_M &= 386t^{1.86}b^{0.14}\sigma_Y^{0.57} \\
 P_{MAX} &= 2.87P_M \\
 P_1 &= 1.42P_M \\
 P_2 &= 0.57P_M
 \end{aligned}
 \tag{4.2}$$

где је:

P_M = Средња сила удара (N)

P_{MAX} = Максимална сила удара (N)

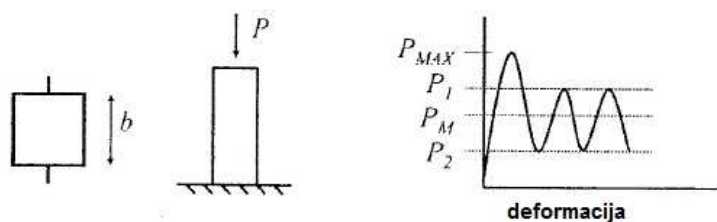
P_1 и P_2 = Оптерећења удара приказана на Слици 4.12 (N)

t = Дебљина материјала (mm)

b = Ширина и висина носача (mm)

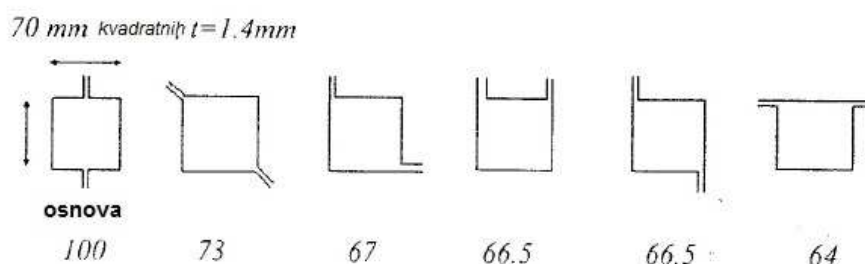
σ_Y = Притисак развлачења материјала (N/mm²)

Употребом једначине 4.2 може се утврдити дебљина, t , ширина носача, w , и притисак развлачења материјала, σ_Y , да би се добила потребна средња сила удара.

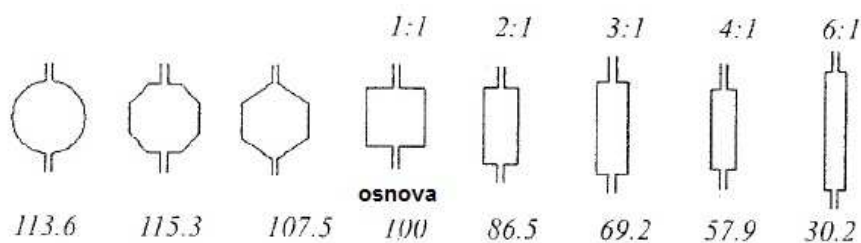


Слика 4.12: Извијање конзоле квадратног пресека

Монтирање преграде мотора или производња могу захтевати локацију прирубница и облике носача различите од оних приказаних на Слици 4.12. Водич за друге позиције прирубница је дат на сликама 4.13 а водич за носаче различите од квадратних на Слици 4.14.



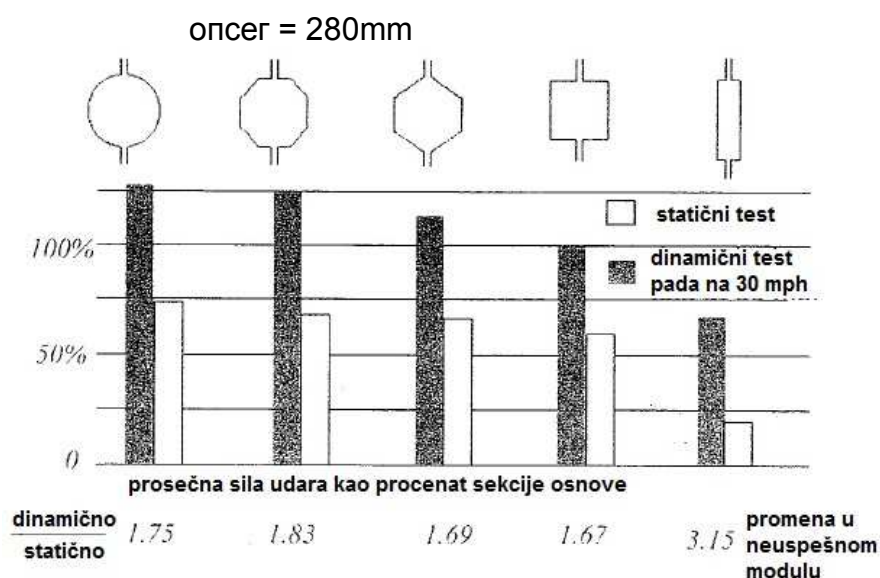
Слика 4.13: Утицај позиција спајања лимова на средњу силу удара



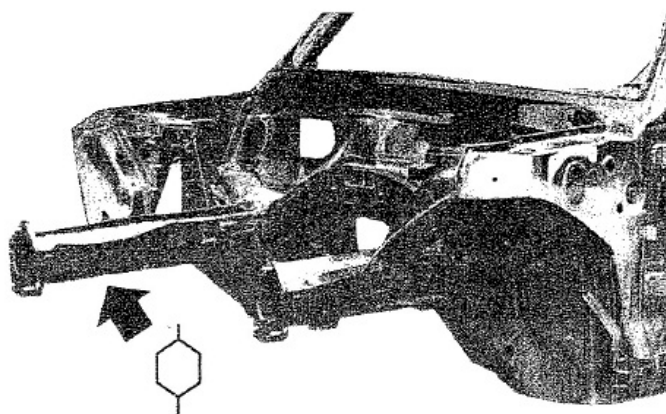
Опсег константе (без прирубница)

Слика 4.14: Утицај облика носача на средњу силу удара

Многи материјали су осетљиви на извијање и стварају већи притисак када се оптерећују за кратко време (челик је један од таквих материјала). Слика 4.15 пореди оптерећења створена и у статичном тесту и у тесту удара истог носача на 48км/х. Ови подаци се могу употребити да се подесе вредности предвиђене једначином 4.2 за добијање динамичне силе удара. Многи савремени дизајни примењују овај концепт, Слика 4.16, и такође користе оптимизацију облика да би се побољшала апсорбована енергија [2].



Слика 4.15: Динамични утицај на средњу силу удара



Слика 4.16: Употреба хексагоналних носача

Примећује се да заједно са средњом силом удара P_M , једначина 4.2 предвиђа максимално оптерећење, P_{MAX} , 2,87 пута веће од средњег оптерећења. Ово је оптерећење потребно да би се започело прво сакаћење (деформисање) углова. Са овим фактором, ефикасност судара за непромењени квадратни носач износи:

$$\eta = F_{AVG}/F_{MAX} = P_M/(2,87P_M) = 0,35$$

што је прилично слабо у поређењу са подацима мерења на Слици 4.8. Да би се побољшала ефикасност, треба смањити максимално оптерећење. Ово оптерећење је узроковано угловима попречног пресека и спајањем лимова који га чине, Слика 4.17. Тачност вредности се одређује симулацијом или експериментом.



Иницијатори судара ограничавају силу тако да реакциони члан није преоптерећен

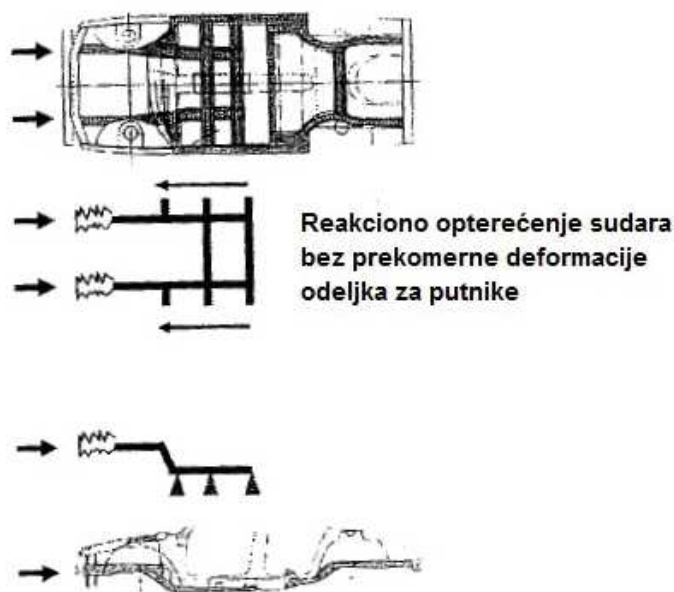
Слика 4.17: Иницијатори судара

4.2.3 Димензионисање носача за реакциону структуру кабине

Сада када је димензионисан структурни елемент у зони судара, може се посветити пажња структури чија је функција осигуравање да се зона кабине не деформише прекомерно, Слика 4.18. У типичној конструкцији каросерије, структура испод пода реагује на оптерећење судара, Слика 4.19. Ова структура мора да реагује максималним оптерећењем створеним од стране средњег носача, F_{MAX} , без прекомерне деформације у области кабине. У овом сличају прекомерна деформација је ниво који не утиче на путању путника током удара и не појачава повреде: приближно 50-120mm деформације у зони кабине. С обзиром на то да се очекује реакција структуре да се трајно деформише у малој количини током удара, употреба развлачења спољашњих влакана као критеријум неуспеха би довела до неефикасног дизајна. Уместо тога, користи се крајња анализа да би се одмерила реакциона структура [2].



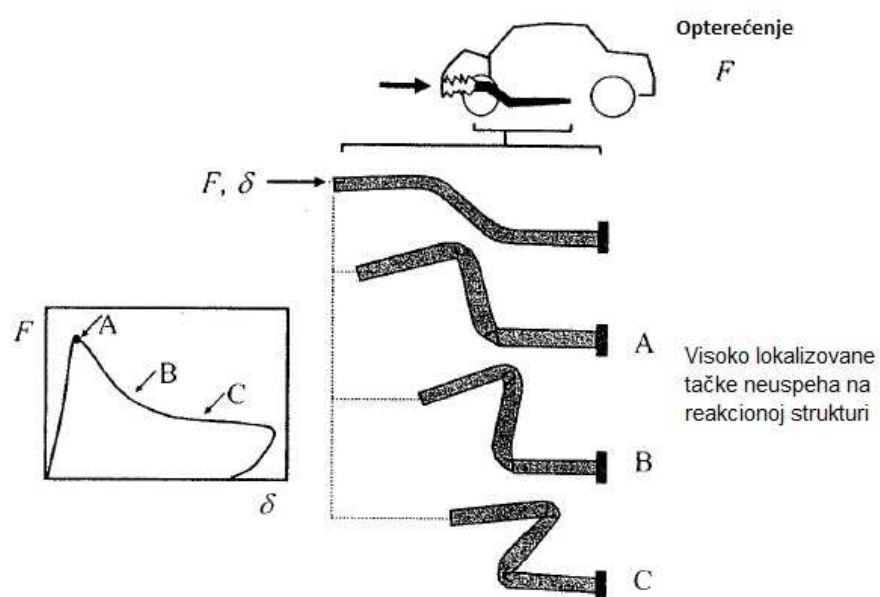
Слика 4.18: Захтеви реакционог члана



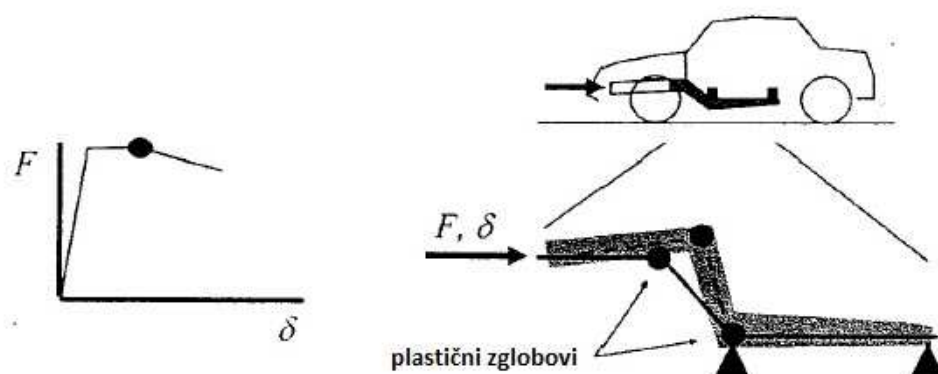
Слика 4.19: Одржавање интегритета дела за путнике

4.2.4 Дизајн крајње анализе

У крајњој анализи види се структура како достиже свој капацитет оптерећења тачно када се понаша као механизам са пластичним зглобовима, Слика 4.20. На пример, у овој структури сматра се да се хоризонтално примењено оптерећење постепено повећава. У почетку ће реакциона структура одреаговати на ово оптерећење еластично; како се оптерећење буде повећавало приметиће се попуштање у приказаним областима. Међутим, за реакциону структуру, се може наставити повећавање примењеног оптерећења док се зоне попуштања не прошире преко носача на две кључне локације приказане на Слици 4.20. Ове локације се дефинишу као пластични зглобови. Настављање повећавања примењеног оптерећења након ове тачке, оптерећење А на Слици 4.20, ће проузроковати да се реакциона структура понаша као механизам са крутим везама повезим на локацијама пластичних зглобова, Слика 4.21. На овом оптерећењу, структура ће се изобличити без границе. Анализираће се ово понашање употребом модела приказаног на Слици 4.21. Овде се види структура састављена од крутих веза и идеално пластичних зглобова. Пре него што се уради анализа да се предвиди граница оптерећења за одређену структуру, приказане су ближе карактеристике индивидуалног пластичног зглоба.



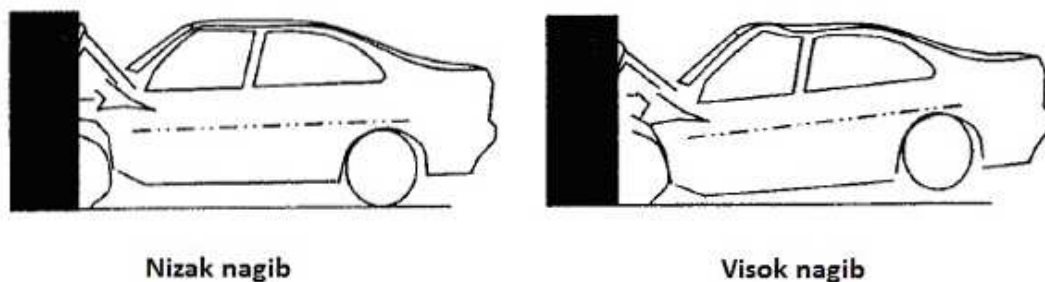
Слика 4.20: Реакциони члан: Локација пластичних зглобова



Слика 4.21: Крајња анализа структуре

4.2.5 Мере за смањивање нагиба возила током удара

Примећено је да приликом удара у фиксирану баријеру, нека возила се ротирају на страну са подизањем задњег дела, Слика 4.34. Ова ротација или нагиб може повећати ризик од настајање повреда врата, Слика 4.35.



Слика 4.34: Нагиб подужне осе возила након удара у фиксирану баријеру



Слика 4.35: Повреда врата везана за нагиб возила

Да би се разумео овај феномен, узима се у обзир слободна каросерија возила у нагибу у време удара, Слика 4.36а. Сила инерције удара се креће кроз центар гравитације возила, док је супротна сила чеоне површине баријере примењена првенствено на ломљиви средњи носач. Сабирање момената око центра гравитације:

$$F_B(h - h_L) = I\alpha, \quad F_B = M_a$$

$$M_a/I(h - h_L) = \alpha$$

где је:

M = маса возила

I = момент нагиба силе масе инерције

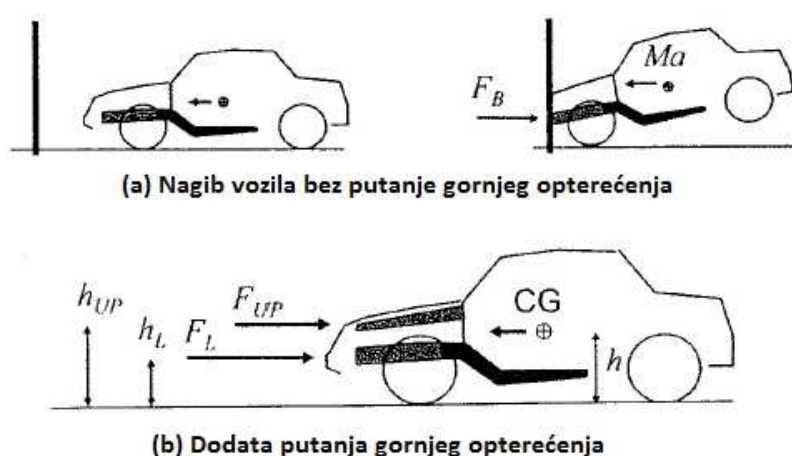
h = висина центра гравитације од земље

h_L = висина ефективне путање оптерећења изнад земље

α = убрзање нагиба

a = убрзање возила током удара

У пракси, висина центра гравитације је изнад висине браника где се налази средњи носач. Разлика у висини ових једнаких и супротних сила ствара спрегу која узрокује ротационо (нагибно) убрзање.



Слика 4.36: Смањење нагиба након удара

Да би се смањио нагиб може се додати још једна путања ломљивог оптерећења изнад центра гравитације, тако да је збир момената око центра гравитације возила за две путање ломљивог оптерећења нула, Слика 4.36б.

$$F_{UP}(h_{UP} - h) - F_L(h - h_L) = 0$$

$$\frac{F_{UP}}{F_L} = \frac{h - h_L}{h_{UP} - h} \quad (4.5)$$

где је:

F_{UP} = Просечно ломљиво оптерећење створено од стране горње путање оптерећења

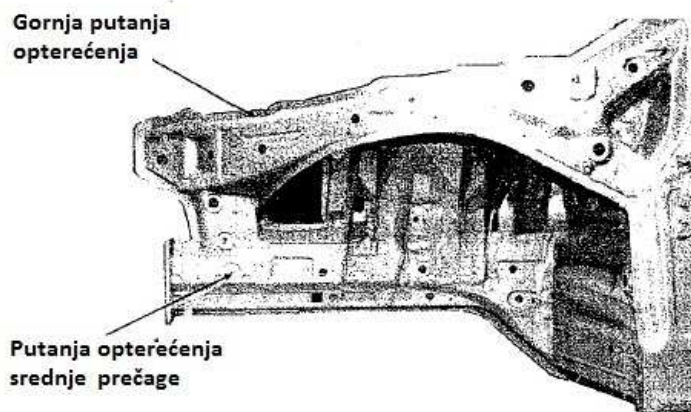
F_L = Просечно ломљиво оптерећење створено од стране доње путање оптерећења

h = Висина центра гравитације од земље

h_L = Висина доње путање оптерећења изнад земље

h_{UP} = Висина горње путање оптерећења изнад земље

У пракси, горња путања оптерећења је тачно испод хаубе и са стране моторског простора, Слика 4.37.



Слика 4.37: Оптерећење горњег дела моторског простора

4.2.6 Резиме: Структура код удара предње баријере

Сада можемо да резимирамо процедуру за прелиминарно димензионисање структуре за предњи удар:

1. Одабрати максимално дозвољено убрзање кабине на основу повреде путника, a_{MAX} .
2. Одредити одговарајући структурни однос средње и максималне силе удара и простора за деформацију, η и Δ (помоћу једначине 4.1).
3. Израчунати средње и максималне дозвољане силе удара које возило мора да произведе током удара, F_{AVG} , F_{MAX} , помоћу максималног убрзања, a_{MAX} , из првог корака и η , из другог корака; $F_{MAX} = M a_{MAX}$, $F_{AVG} = \eta F_{MAX}$.
4. Доделити ове укупне силе из трећег корака структурним елементима унутар предњег краја возила, Слика 4.9.
5. Димензионисати ломљиви средњи носач помоћу захтева средње потребне силе удара из четвртог корака помоћу једначине 4.2 и Слика 4.13-15.
6. Уколико главно оптерећење удара, P_{MAX} , израчунато у петом кораку превазилази захтев максималног оптерећења из четвртог корака, онда се узима у обзир дизајн иницијатора судара, Слика 4.17.
7. Капацитет реактивне структуре кабине мора да превазилази максимално оптерећење удара средњег носача идентификовано у шестом кораку. Употребити крајњу анализу за одређивање потребних момената силе пластике за зглобове, једначина 4.4.

8. Димензионисати носаче реактивне структуре да би се створио момент силе зглоба из седмог корака.

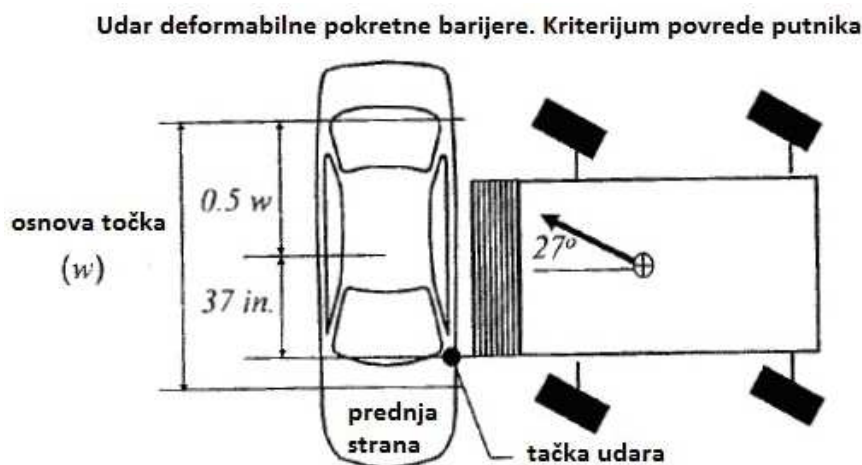
Треба обратити пажњу на то да структурни захтеви проистичу из захтева возила, и било каква промена на нивоу возила мора бити испитана ради промена у структурним захтевима.

4.3 Бочни удар

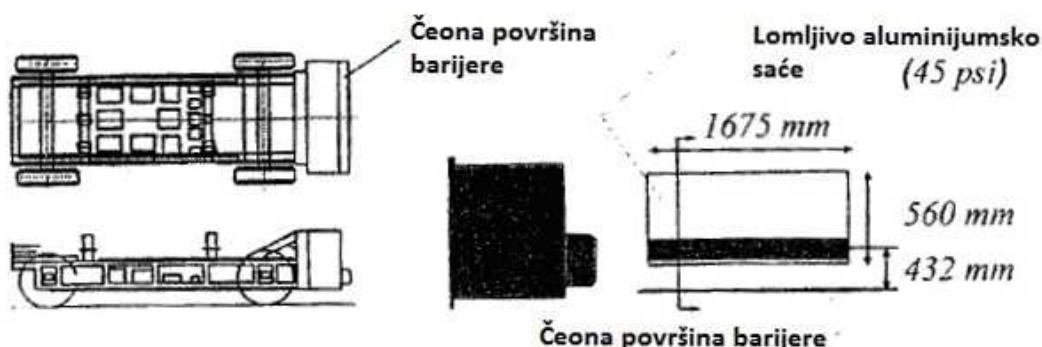
Бочни удар игра важну улогу у димензионисању структуре возила. Пошто је стратегија за бочни удар доста различита од стратегије за чеони удар, овај део је посвећен дизајну за бочни удар. Прво су приказани стандардизовани тестови возила и затим се долази до захтева на нивоу возила за специфичне структурне елементе каросерије.

Тестови бочног удара Федералних безбедносних стандарда и прописа о моторним возилима (FMVSS) и Програма за процену нових аутомобила (NCAP) обухватају стационарно возило и покретну баријеру која удара са стране, Слика 4.38. Баријера се креће под углом од 27° према бочној осовини возила, симулирајући релативну брзину бочног удара на раскрсници [2].

Предња страна покретне баријере, Слика 4.39 се може деформисати и ломити се на 45psi (0.31 N/mm^2). Брзина удара се разликује између FMVSS-а, 53.6 km/h и NCAP-а, 61.6 km/h (Слика 4.40) и, као и код предњег удара, FMVSS захтева перформансе минималне повреде, док NCAP извештава о могућности озбиљне повреде помоћу скале са звездама. Критеријум повреде је индекс торакалне повреде, TTI, где веће вредности TTI указују на озбиљније повреде ($TTI < 57$ је пожељно).

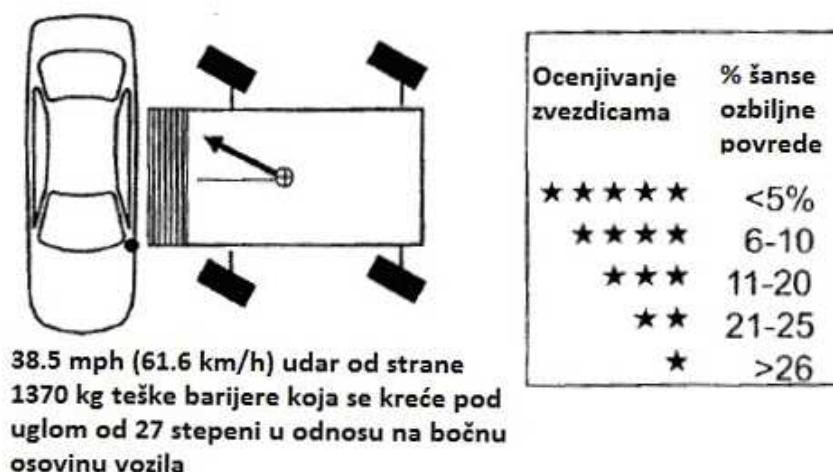


Слика 4.38: Тест бочног удара



Слика 4.39: Баријера покретног задњег дела

Удар са стране програма за процену нових аутомобила или бочни удар овог програма је заснован на индексу торакалне повреде (TTI) и користи US-SID лутку. TTI је дефинисан као просек вршних убрзања у ребрима и доњој киčми.



Слика 4.40: Боcни удар: Програм процене нових аутомобила

Слика 4.41 приказује типичан график брзина-време током боcног удара (брзина врата и брзина лутке приказани су боcно у односу на возило и релативни у односу на земљу).

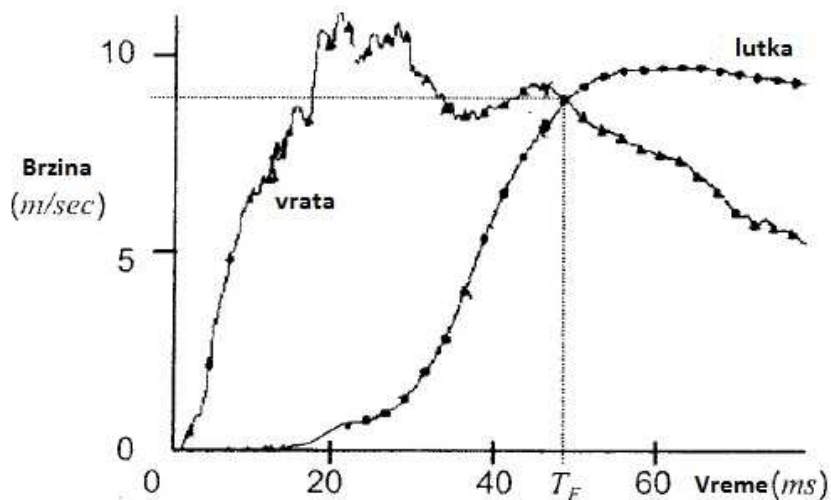
Брзина врата се мери на унутрашњој површини структуре предњих врата, а брзина лутке на трупy.

Код модела првог реда, график брзина-време може бити идеализован као линеарни, Слика 4.42. На овој слици, брзина баријере и брзина возила су додате. На почетку је ударено возило у стању мировања, брзина је једнака нули. Његова брзина се повећава како баријера изобличава врата и убрзава возило. У неком тренутку током удара (приближно 20msec на Сlici 4.42) баријера је потпуно деформисала врата, и панел врата и баријера се крећу истом брзином у току трајања остатка удара. У току неколико милисекунди, брзина лутке остаје на нули. Ово је зато што у почетку има растојања између рамена лутке и унутрашње облоге врата. Возило мора клизити боcно преко ове раздаљине пре него што се лутка удари (то се догађа на приближно 25msec). Лутка се онда убрзава облогом врата све док и врата и лутка не достигну исту брзину ($\approx 50msec$).

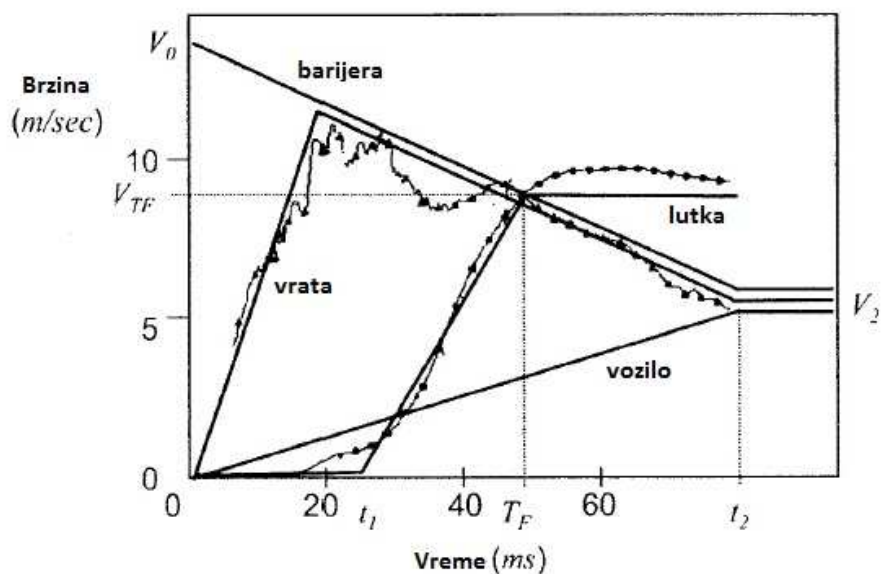
Догађај удара лутке је у ово време завршен, T_{FINAL} .

За дизајн каросерије постоји настојање да се идентификује које карактеристике овог графика брзине и времена највише утичу на повреде. Везе између посматраног ТТI са измереним параметрима графика брзина-време су испитане.

Параметар са високом корелацијом према ТТI је укупна промена у брзини кроз коју лутка пролази током удара, V_{TF} , Слика 4.42. Мање промене брзине одговарају мањем ТТI. Ова корелација пружа једини критеријум перформанси за прелиминарни дизајн за бочни удар - минимизовањем V_{TF} такође се минимизује ТТI.



Слика 4.41: График брзина-време бочног удара



Слика 4.42: Идеализован график брзина-време бочног удара

4.3.1 Обавезни захтеви за бочни удар

Уз помоћ добијених кинематских односа, сада се могу погледати утицаји на V_{TF} за три структурна параметра.

Оптерећење судара за бочне стране возила

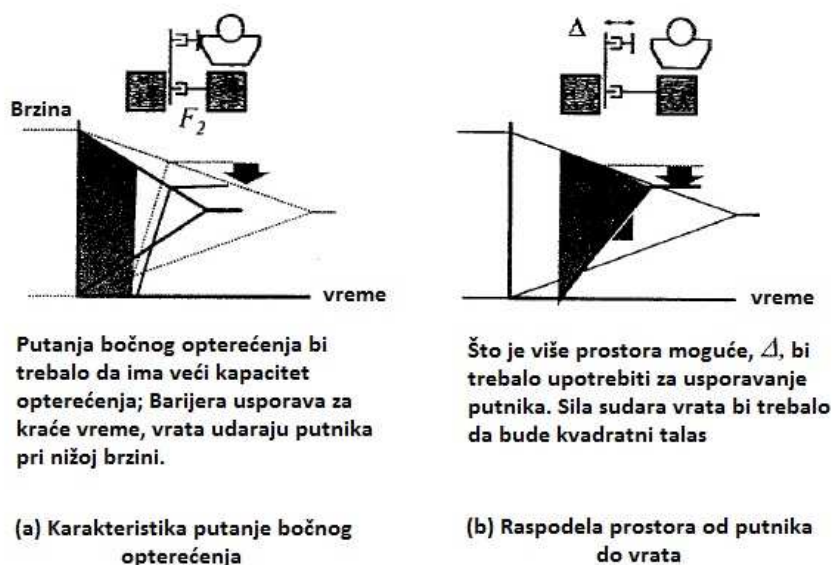
Оптерећења удара бочних страна каросерије, F_2 , би требало да буде високо. Повећана сила бочног удара успорава баријеру за кратко време пре судара са путником, Слика 4.43а. Према томе, путник је ударен вратима при нижој брзини. Физички се ова висока сила бочног судара може постићи крутим структурним члановима од једне до друге стране подешеним на висину чеоне површине баријере. Чеона површина баријере мора бити ангажована ранијим подешавањем структурних делова, као што су нижи Б и Ц стубови на висину чеоне површине баријере.

Простор између рамена путника и панела врата

Пожељно је употребити простор између путника и спољашње површине врата, Δ , да би се умањило убрзање путника по удару. Повећање овог простора смањује средње опадање криве брзине путника, Слика 4.43б, и доводи до ниже силе удара врата примењене на путнику.

Унутрашње карактеристике врата при удару

Када је карактеристика удара врата, F , квадратни талас, крајње убрзање путника је смањено. Средство којим се ово постиже је ломљива пена постављена на вратима.



Слика 4.43: Пожељни параметри дизајна за бочни удар

4.4 Напомена за задњи удар

У стандардном тесту задњег удара, стационарно возило мету удара покретна баријера, Слика 4.44. Критеријум за овај тест је смањење цурења система за гориво, тако да се пажња посвећује апсорбовању енергије баријере деформисањем структуре иза система за гориво. Када би се овај удар заменио са ударом возила у покрету у фиксирану баријеру, могла би да се примени процена понашања структуре развијена за случај чеоне површине баријере. Да би се то постигло, мора да се идентификује еквивалентна брзина удара која би довела до истог механичког рада на структури [2].



Слика 4.44: Задња баријера

Прво се примењују принципи очувања количине кретања да би се пронашла коначна брзина удара покретне баријере, Слика 4.45а и б.

$$M_1(0) + M_2V_0 = (M_1 + M_2)V_F$$

$$V_F = \frac{M_2}{M_1 + M_2}V_0$$

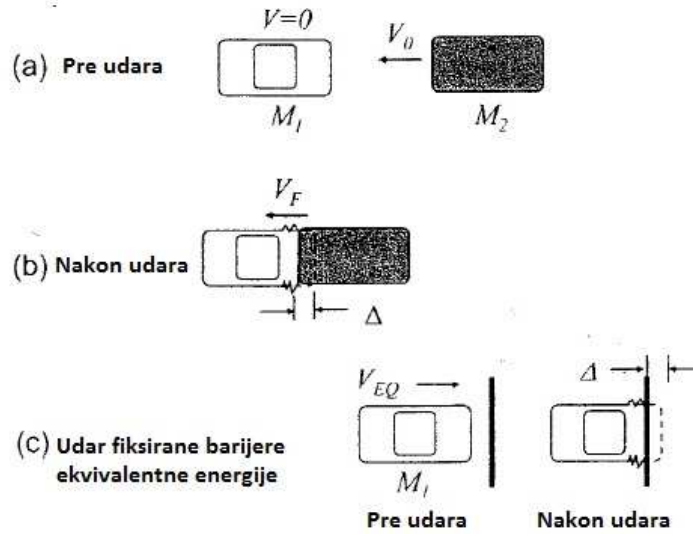
где је:

M_1 = маса удареног возила

M_2 = маса покретне баријере

V_0 = иницијална брзина покретне баријере

V_F = заједничка коначна брзина возила и баријере



Слика 4.45: Тест задњег удара еквивалентне фиксиране баријере

Сада се може наћи механички рад, W , током удара покретне баријере, Слика 4.45б, изједначавањем рада са променом кинетичке енергије пре и после удара.

$$W = \frac{1}{2} M_2 V_0^2 - \frac{1}{2} (M_1 + M_2) V_F^2$$

$$W = \frac{1}{2} \left(\frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} \right) V_0^2$$

На крају се узима у обзир удар у фиксирану баријеру који ће проузроковати исти рад, Слика 4.45ц и одређује се еквивалентна брзина удара, V_{EQ} .

$$\frac{1}{2} M_1 V_{EQ}^2 = W$$

$$\frac{1}{2} M_1 V_{EQ}^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} \right) V_0^2$$

$$V_{EQ} = V_0 \sqrt{\frac{M_2}{M_1 + M_2}} \quad (4.6)$$

Сада уз помоћ ове еквивалентне брзине фиксиране баријере може се наћи потребна средња сила задњег удара користећи

$$\frac{1}{2} M_1 V_{EQ}^2 = F_{AVG} \Delta$$

$$F_{AVG} = \frac{M_1 V_{EQ}^2}{2 \Delta} \quad (4.7)$$

где је:

Δ = слободан простор за деформацију између резервоара за гориво и браника

M_1 = маса возила

V_{EQ} = еквивалентна брзина удара (једначина 4.6)

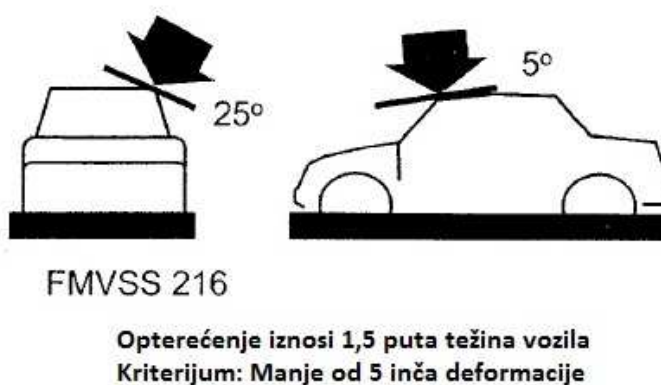
Процес понашања структуре задњег апсорбовања енергије и реакционе структуре је исти као код предње баријере. Зато што је ово тест интегритета резервоара за гориво, не користи се убрзање кабине као главни захтев, као у случају предње баријере.

Главни захтев овде је недеформисање резервоара, тако да се сво сударање мора догодити иза резервоара. У стандардном дизајну, претпостављено је да је резервоар за гориво између задњих точкова и да се пружа до краја задњег точка. Слободан простор за деформацију, Δ , је онда раздаљина од краја задњег точка до краја аутомобила.

Након добијања F_{AVG} из горње једначине, једначина 4.2 се може употребити за димензионисање задњих носача за апсорпцију енергије. Реакциона структура за задњи удар се може димензионисати уз помоћ крајње анализе као у случају предњег удара.

4.5 Напомене за удар крова

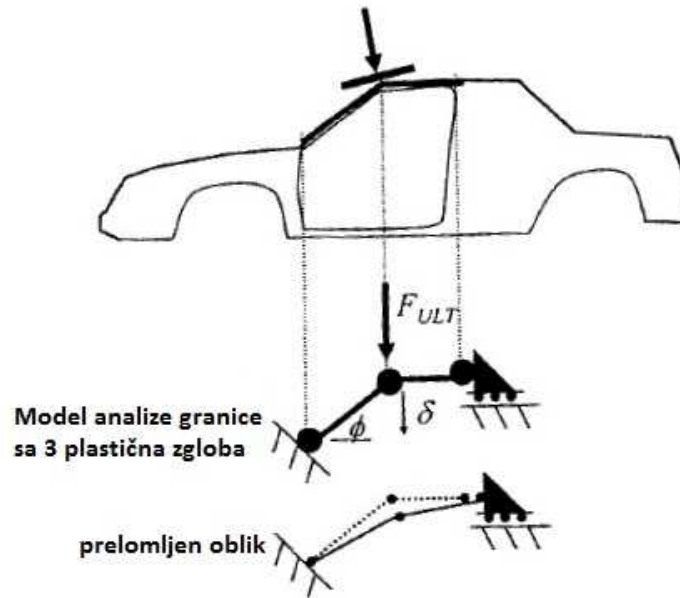
Стандардни тест за интегритет крова је тест удара статичног крова. У овом тесту, фиксни ваљак је гурнут у предњи угао крова, Слика 4.46. Критеријум за овај тест за FMVSS 216 је развијање минималног нивоа силе удара, $1\frac{1}{2}$ пута веће од тежине возила, без деформисања ван одређене раздаљине од 125mm.



Слика 4.46: Удар статичног крова

Ради прелиминарног димензионисања структуре за ово стање може се опет употребити крајња анализа. Модел првог реда приказаних бочних карактеристика се налази на Слици 4.47. Овде су греда А стуба и бочни

носач крова повезани уз помоћ три пластична зглоба: један у линији каиша, један на врху ветробрана и један на кровном саставу носача – Б стуб. Примећује се да овај модел удара крова првог реда занемарује често значајну улогу ветробрана у реаговању на бочну компоненту оптерећења удара крова.



Слика 4.47: Крајња анализа удара крова

5 Каросерија и сигурност на примеру WV POLO



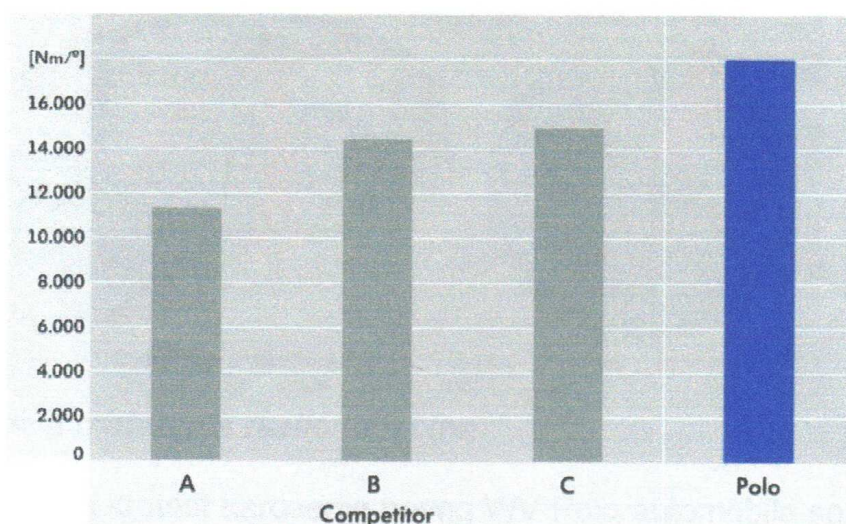
При структурној конфигурацији каросерије треба узети у обзир захтеве сигурности и комфора, као и економске и еколошке факторе. Да би се цена набавке и експлоатације WV Pola одржала на најнижем нивоу, при развоју каросерије примењен је концепт уштеде на цени и маси. Мања маса значи нижу потрошњу па тиме и мању емисију, што је активни допринос очувању и побољшању животне средине [3].

5.1 Крутост

Основа конфорности аутомобила као целине је представљена каросеријом велике крутости где је крутост распоређена што је равномерније могуће. Каросерија је диференцирана према статичкој, динамичкој и локалној крутости, дозвољавајући тиме класификацију.

Статичка крутост каросерије није само значајна техничка карактеристика, већ и релевантан параметар субјективног доживљаја сигурности и удобности вожње. Битан аспект у постизању високе торзионе статичке крутости каросерије укључује стварање избалансиране структуре профила која је у складу са принципима лаких конструкцијама.

Дизајн међусобних конекција представља значајан фактор. Треба одредити попречне пресеке да одговарају оптерећењу као и одговарајуће мере ојачања. У задњем делу, круте компоненте споја адекватног попречног пресека и љускасте конструкције продужавају се дубоко до држача и шарки задњих подижућих врата. Користе се додатни спојеви лемљењем да би се осигурала веза делова на великој површини. Ово оптимизира ефективност крутости конструкције и довршава хомогену структуру горњег дела. Слични примери лаких љускастих конструкција са пуним попречним пресеком могу се наћикроз структуру каросерије Polo, уз велико искоришћење расположивог простора. Статичка торзиона крутост од 18000 Nm/° чини WV Polo једним од бољих у својој конкуренцији (Слика 5.1. Торзиона крутост, поређење са конкуренцијом). Квалитет лакоће конструкције има вредност од 3.6; што је ова вредност нижа то је ефективније олакшавање и укрућивање структуре.



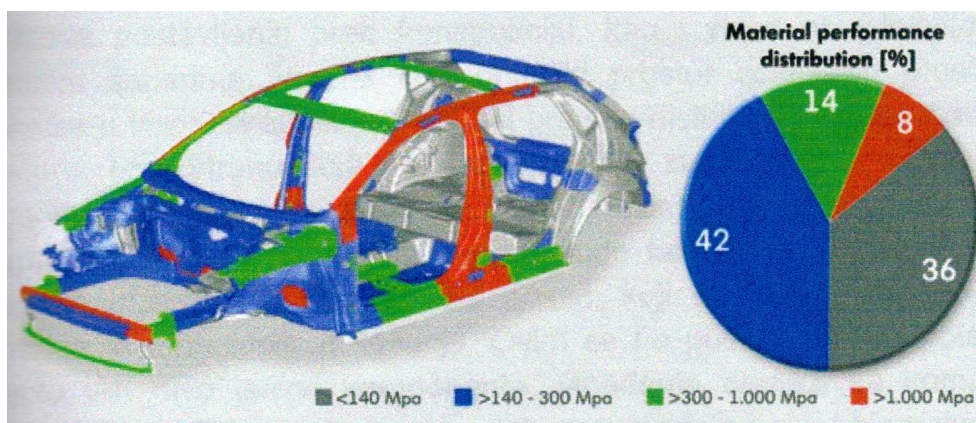
Слика 5.1: Торзиона крутост, поређење са конкуренцијом

Висока динамичка крутост је важан предуслов за бољу возну динамику, смањену буку и вибрације. Ово је окарактерисано позицијом природне фреквенце и обликом вибрација. Главни фактори који доприносе екстремним вредностима од 43Hz природне торзионе фреквенце и од 46Hz за прву природну фреквенцију савијања, су оптимални дизајн носача у комбинацији са коришћеним материјалом (адекватном према захтевима) и технологијом спајања адекватном оптерећењу.

Високе вредности локалне крутости у тачкама где сила делује на каросерију су одговорни за изолацију од буке а тиме утичу на ниво буке у путничкој кабини. Циљано коришћење одговарајућих материјала за релевантне делове конструкције даље доприноси редукцији масе.

5.2 Материјали

Доследна уградња лаких челика у комбинацији са челицима велике јачине омогућавају да се маса редукује 7.5% у односу на претходнике. На основу оптерећења које се јавља током предњег, задњег или бочног удара као и превртања, постављени су лимови одговарајуће дебљине са челичним ојачањем ради повећања сигурности. Пресовани челични панели [$R_p 0.2 > 1000 \text{ N/mm}^2$] користе се у зонама већих оптерећења. Ови панели су лакши али пружају знатно већу јачину од конвенционалних. *Расподела коришћених материјала* је приказана на слици (Слика 5.2).



Слика 5.2: Расподела материјала различите јачине

Одлична јачина и велика крутост каросерије новог WV Polo аутомобила се могу објаснити и циљаном употребом савремених технологија спајања. Иновативни концепт производње каросерије у широком спектру технологија спајања омогућава ефектан одговор на промену оптерећења и висину трошкова. Највећи број конекција компонената се врши повољном технологијом тачкастог заваривања. Додатно, технологија метализацијесе користи код комплексних спојева и оних који захтевају већу крутост. Ово значи да је могуће производити компоненте које су одговарајуће оптерећењу а да се при том и даље користе повољне технологије спајања делова.

5.3 Заштита пешака

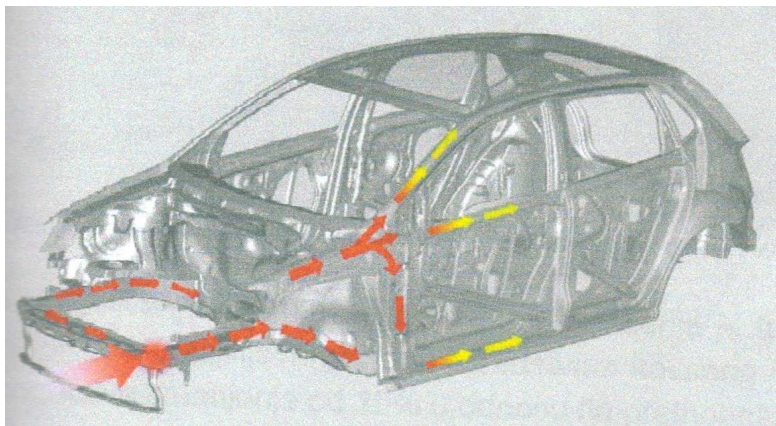
Захтеви заштите пешака се узимају у обзир још у фази дизајна. Пажљивим дизајном моторског простора постигнут је максималан деформациони простор који у случају удара пешака спречава његов удар у тврде делове моторског блока. Шарке поклопца моторског простора су такође оптимизирани у циљу заштите пешака. У пределу блатобрана су коришћени одвојени деформациони елементи. Деформациони елементи су такође уграђени у бранике и пределе попречних носача, што нуди значајан ниво заштите. Елементи заштите у предњем делу возила су оптимизирани како прорачуном, тако и тестовима.

5.4 Понашање у судару

Безбедност при судару представља велики приоритет, поготову у фази развоја аутомобила. Она је базирана на јакој структури каросерије са веома чврстим путничким простором, деформационим зонама за апсорбовање кинетичке енергије и системима протекције као додаток. Све веће коришћење нумеричких метода омогућава задовољење основних захтева постављених пред конструкцију, као и висок ниво квалитета и безбедности. У чеоним сударима, веома крут путнички простор осигурава простор за преживљавање путника у возилу. Веома јаки носачи браника дистрибуирају оптерећење при несиметричном судару, и на страну која није ударена, што значи да обе бочне стране учествују у апсорбовању енергије (Слика 5.3). Оптимизирање бочних носача има за циљ да профил успорења возила при чеоном судару буде такав да минимизира утицај оптерећења на путнике у возилу. Доњи попречни носач, који се налази испод педала (гас, кочница) израђен је технологијом ковања. Овим се не постиже само упола мања тежина, већ и дупло виши ниво јачине компоненте. Упадање одељка са командним педалама је смањено за 50% у односу на претходне моделе па је и биомеханичко оптерећење на доњим екстремитетима знатно смањено.

Потенцијално побољшање се постиже оптимизацијом педала тако да у случају судара остаје довољно простора за стопало и доњи део ноге.

Бочна страна путничког простора има прстенасту структуру, која у комбинацији са вратима смештеним у њој са веома малим поклапањем, обезбеђује просторну стабилност чак и у чеоном судару. Ојачање изузетно јаким кованим панелима се врши у деловима А-стуба, рама крова и прагова који преносе оптерећење, као и рамена врата која су ослоњена на Б-стуб.



Слика 5.3: Предња структура са приказаним смером зоне деформисања

Оптимизовано успорење, смањено деформисање возила при судару и одговарајући слободан простор после судара – "за преживљавање" значе да каросерија представља веома добру основу за безбедност путника у путничкој кабини. Следећи корак представљају сигурносни појасеви итд. На слици (Слика 5.4) је приказано понашање путничког простора при јачем удару.



Слика 5.4 EuroNCAP чеони судар; подеђење симулације и теста

Развијање ефективне бочне заштите је битан део безбедности у случају судара код новог Pola. Овде је битно истаћи да се захтеви према безбедности са једне стране, и смањења масе са друге, битно супротстављају.

У бочном судару оптерећење се преноси дуж кованих Б-стубова и профилисаних шипки у вратима. Остали централни елементи су попречни носачи седишта и прагови који су ојачани у односу на претходника овог модела. На овај начин, при бочном судару, не само да се смањује брзина продора већ је и улубљење при стандардном тесту смањено за 20% у односу на претходника овог модела (Слика 5.5).



Слика 5.5: *EuroNCAP* бочни судар, поређење теста и симулације

За савлађивање бочног удара о стуб, каросерија је тако дизајнирана да нуди оптимални простор "за преживљавање" уз посредством кованог рама крова и крутих прагова. Ово омогућава смањење од 15% у односу на претходника.



Слика 5.6: *EuroNCAP* удар о стуб

Структура задњег дела возила је ојачана широким бочним носачима који у вези са чврстим путничким простором помажу у очувању простора за преживљавање путника и штите систем резервоара за гориво од задњег удара.

Овим је задовољен висок ниво сигурности.

5.5 Заштита путника у аутомобилу

Процеси симулације који се користе при конфигурацији каросерије и система безбедности омогућавају да се процени широк спектар конструкције у релативно кратком времену и да се оптимизира.

Симулациони процеси, компјутерско инжењерство *CAE* (computer aided engineering) и ту садржани процеси настављају развој чија је основа искуство претходних производа. На моделу новог *Pola* су и безбедносни системи и

читава структура ентеријера представљени као структурни механички модели (Слика 5.7). Овим се омогућава да се прилагоде сви параметри система узимајући у обзир разноликост могућих судара и оптерећења.



Слика 5.7: Симулација за конфигурисање безбедносних система

Може се закључити да се са моделом Polo наставља традиција Volkswagen возила високог стандарда безбедности. На слици (Слика 5.8) је приказан модел заштитног система за посаду возила.



Слика 5.8: Систем заштите путника у новом Polo

Предњи систем ваздушних јастука обезбеђује оптималну безбедност за возача и путника на предњем седишту са минимизираним ризиком од повреде. Ваздушни јастук за сувозачево седиште је постављен изнад инструмент табле и може се деактивирати притиском на дугме. Статус је приказан возачу на дисплеју. Овим се омогућава постављање децјег седишта на сувозачево [3].

Као стандард, на свим седиштима су постављени сигурносни појасеви, који се везују у три тачке. Затезачи појаса који ограничавају силу су постављени на предње седиште да би смањили оптерећење у пределу груди. Покрећу се електронски из ECU-а. Висина рамена појаса се може подесити за све позиције седишта и висину путника. Смањењем трења се смањује сила од појаса и то га чини удобним. Као стандардна опрема у оквиру овог модела уграђује се подсетник за везивање појаса.

Систем отварања ваздушних јастука се састоји из “airbag” контролне јединице која се налази у тунелу рама са три сензора убрзања, два за убрзање по уздужној оси и један за трансверзалну осу, као и четири сензора за детекцију бочног удара. Два бочна сензора су сензори на притисак и налазе се на предњим вратима. Ако дође до бочног удара, ови сензори мере повечање притиска изазвано деформацијом предњих врата. Овај начин је знатно бржи и осетљивији од стандардног начина мерења силе по трансверзалној оси. Друга два сензора су постављена у доњем делу C-стуба, тако да је могуће да детектују бочни удар, чак и у случају када није дошло до оштећења предњих врата.

Техника симулације локалног лома је коришћена за конфигурисање система окидача ваздушних јастука и тако је омогућена виртуелна интеграција структуре каросерије, безбедносних система и окидача ваздушних јастука још у фази конципирања возила. Овим се утврђује тип, број и позиција сензора у раној фази и омогућава веома прецизно израчунавање окидача, чак и пре тестова, уз помоћ прототипова возила. Ове мере се затим узимају у прорачунавању сигурносних система у фази развоја.

Закључак

При пројектовању возила тежња готово свих произвођача је да се направи мало компактно, а ипак безбедно возило.

Општа концепција безбедног возила је мотор смештен у предњем делу. Ако је уз то и предњи погон онда је возило још компактније. Возила са концепцијом мотор напред су безбеднија јер и он прима део енергије при чеоном удару. Путнички простор треба да буде крут и не треба да трпи деформације, зато су предњи и задњи део деформабилни (да би примили енергију). Предњи део треба да има малу крутост како би се смањила агресивност према пешацима и малим возилима.

У малим возилима, због њихових габарита, није могуће ићи на дебеле испуне већ на чвршће лимове и тање облоге који, ако су правилно обликовани, могу да пруже солидну заштиту. Унутрашњи костур врата треба да буде ојачан додатним лимовима у уздужном и вертикалном правцу. Простор између спољашње оплате и унутрашњег костура треба да буде испуњен неким материјалима који добро апсорбују енергију, ради заштите од бочног удара.

Једна од мера безбедности при пројектовању путничког аутомобила је повећање осовинског растојања чиме се ствара дужи путнички простор.

Литература

- [1] Др Александра Јанковић; Проф. Др Душан Симић; Безбедност аутомобила; СКБЕР Крагујевац; 1996.
- [2] Donald E. Malen; Fundamentals of Automobile Body Structure Design; SAE International; 2011; Warrendale, Pennsylvania, USA.
- [3] Dipl.-Ing. Oliver Eichorn; Dipl.-Ing. Soren Krengel; WV Polo V, Body and Safety; ATZextra, may 2009, Wolfsburg, Germany.