



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

**Miesto tipo automobilio priekinės deformacinės zonos
pasyvaus saugumo elementų tyrimas**
Baigiamasis magistro projektas

Žygintas Pilka
Projekto autorius

Doc. Rolandas Makaras
Vadovas

Kaunas, 2018



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Miesto tipo automobilio priekinės deformacinės zonos pasyvaus saugumo elementų tyrimas

Baigiamasis magistro projektas
Transporto priemonių inžinerija (621E20001)

Žygintas Pilka
Projekto autorius

Doc. Rolandas Makaras
Vadovas

Lekt. Vytautas Dzerkelis
Recenzentas

Kaunas, 2018



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

Studijų programa: Transporto priemonių inžinerija(621E20001)

MAGISTRANTŪROS STUDIJŲ BAIGIAMOJO PROJEKTO
UŽDUOTIS

Studentui: *Žygintui Pilikai*

1. Baigiamojo projekto tema:

Miesto tipo automobilio priekinės deformacinės zonos pasyvaus saugumo elementų tyrimas
Investigation of Passive Safety Elements of the City Type Vehicle's Front Crumple Zone

2. Projekto tikslas ir uždaviniai

Tikslas: ištirti ir parinkti efektyviausiai energiją sugeriančius pasyvaus saugumo elementus transporto inžinerijos katedroje projektuojamo miesto tipo automobilio priekinei deformacinei zonai.

Uždaviniai:

- Apžvelgti miesto tipo automobilių laikančiąsias konstrukcijas, gabaritus, prie jų derinamas važiuokles, saugumo įvertinimus.*
- Išnagrinėti automobilių priekines deformacines zonas, naudojamas priemones, kuriomis siekiama numatyti reikalingą deformacinių elementų elgesį susidūrimo metu.*
- Sudaryti skirtingas deformacinės zonos konfigūracijas ir paruošti susidūrimo simuliacijas, skirtas spręsti su LS-DYNA programa.*
- Ištirti skirtingų geometrijų, medžiagų, papildomų elementų įtaką atsparumo smūgiui parametrą susidūrimo metu, palyginti skirtingas konfigūracijas.*
- Parengti rekomendacijas pagal atrinktus efektyviausiai energiją sugeriančius deformacinės zonos elementus.*

3. Pradiniai Projekto duomenys

Nėra

4. Pagrindiniai reikalavimai ir sąlygos

Ištirti skirtingų konfigūracijų priekines deformacines zonas ir rasti efektyviausiai energiją sugeriančią konfigūraciją.

5. Projekto aprašomosios dalies struktūra

Miesto tipo automobiliai, pasyvus automobilių saugumas, priekinės deformacinės zonos tyrimai, miesto tipo automobilio priekinės deformacinės zonos tyrimas, rekomendacijos apibendrinimas, išvados, literatūros sąrašas

6. Grafinės Projekto dalies sudėtis

Nėra

7. Projekto konsultantai

Doc. dr. Vaidas Lukoševičius

Magistrantas: Žygintas Pilka

(vardas, pavardė, parašas, data)

Projekto vadovas: Rolandas Makaras

(vardas, pavardė, parašas, data)

Krypties studijų programos vadovas: Janina Jablonskytė

(vardas, pavardė, parašas, data)



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas
Žygintas Pilka

Miesto tipo automobilio priekinės deformacinės zonos pasyvaus saugumo elementų tyrimas

Akademinio sąžiningumo deklaracija

Patvirtinu, kad mano, Žyginto Pilkos, baigiamasis projektas tema „Miesto tipo automobilio priekinės deformacinės zonos pasyvaus saugumo elementų tyrimas“ yra parašytas visiškai savarankiškai ir visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

Aš suprantu, kad išaiškėjus nesąžiningumo faktui, man bus taikomos nuobaudos, remiantis Kauno technologijos universitete galiojančia tvarka.

Žygintas Pilka

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)

Paveikslų sąrašas

1.1 pav. Miesto tipo automobilio laikančioji konstrukcija	13
1.2 pav. Tipiniai laikančiosios konstrukcijos elementai:	14
1.3 pav. „Smart fortwo“ kėbulas	14
1.4 pav. „Renault Twizy“ rėmo konstrukcija	15
1.5 pav. „Toyota IQ“ kėbulo konstrukcija	16
1.6 pav. „VW Up“ Važiuklės ir transmisijos išdėstymas	17
1.7 pav. „DeDion“ galinė automobilio „Smart Fortwo“ pakaba	18
1.8 pav. „Renault Twizy“ kėbulas ir važiuoklė.....	19
2.1 pav. Priekinės deformacinės zonos elementai, užprogramuoti deformuotis reikiama tvarka	20
2.2 pav. Skirtingų tipų lonžeronų priekinės dalys (CrashBox)	21
2.3 pav. Lonžerono priekinė dalis ir jos deformacijos kai susilpninimai yra kraštinėje	21
2.4 pav. Teleskopinė lonžeronų priekinė dalis (CrashBox)	22
2.5 pav. Priekinių lonžeronų ir porėmio deformacijos susidūrimo metu	22
2.6 pav. Rato kreipimas po automobiliu	23
2.7 pav. Priekinės deformacinės zonos kreipiantieji elementai.....	23
2.8 pav. Deformacinės zonos elementų padėties prieš (a) ir po (b) susidūrimo.....	24
2.9 pav. Keičiamos padėties bamperio konstrukcija	25
2.10 pav. „Smart“ ir „MB“ susidūrimo bandymas.....	26
2.11 pav. Smūgis su 40% priekio persidengimu	27
2.12 pav. Nedidelio greičio susidūrimo automobilio priekiu bandymas.....	27
2.13 pav. nedidelio greičio susidūrimo bandymo barjeras	28
3.1 pav. Energijos sugėrimo parametrai.....	29
3.2 pav. Priekinės deformacinės zonos suskirstymas.....	31
3.3 pav. Automobilio bamperio elementai	31
3.4 pav. Deformacinės zonos elemento iš kompozitinės medžiagos deformacija smūgio metu.....	32
3.5 pav. Plieno, aliuminio bandinio deformacija smūgio metu	32
3.6 pav. Deformacinės zonos (a) ir deformacinės zonos su užpildu (b) elementų deformacijos	33
3.7 pav. Skirtingo išlenkimo bamperių smūgio bandymo rezultatai	33
3.8 pav. Geometrinis bamperio stiprintuvo modelis	34
3.9 pav. Tuščiaaviduris (a) ir užpildyti (b) ir (c) bamperio stiprintuvai.....	34
3.10 pav. Skirtingo užpildymo įtaka sugeriamos energijos kiekiui (a) ir smūgio metu veikiančiai jėgai (b) ..	35
3.11 pav. Sienelės storio įtaka sugeriamos energijos kiekiui (a) ir smūgio metu veikiančiai jėgai (b).....	35
3.12 pav. Skirtingų bamperio stiprintuvų deformacijos	36
3.13 pav. Bamperio stiprintuvo ir lonžeronų priekinių deformacinių zonų bandymo schema	36
3.14 pav. Atrinkti bamperio stiprintuvo profiliai	37
3.15 pav. Bamperio stiprintuvo kritinės vietos.....	38

3.16 pav. Skirtingų profilių bamperio stiprintuvų deformacijos	38
3.17 pav. Bamperis su papildomu energiją sugeriančiu elementu	39
3.18 pav. Atnaujinto bamperio deformacijos	39
3.19 pav. Deformacinės zonos (Crashbox) su geometriniais pakeitimais.....	40
3.20 pav. Vienodo sienelės storio (2mm) bamperio stiprintuvų jėgos – laiko kreivės.....	41
3.21 pav. Vienodo standumo bamperio stiprintuvų jėgos – laiko kreivės.....	41
3.22 pav. Bamperio stiprintuvo kritinė vieta (a) ir sustiprinimai (b).....	42
3.23 pav. Vienodo standumo bamperio stiprintuvų jėgos – laiko kreivės (su sustiprinimu)	42
4.1 pav. Miesto tipo automobilio rėmo schema	43
4.2 pav. Priekinės pirmos deformacinės zonos geometriniai parametrai	44
4.3 pav. Lonžeronų priekinės dalys (CrashBox)	45
4.4 pav. Lonžeronų priekinės dalys sujungtos su bamperio stiprintuvu.....	46
4.5 pav. Skirtingų geometrinių formų įtaka sugeriamos energijos kiekiui.....	47
4.6 pav. Skirtingų geometrinių formų įtaka veikiančiai jėgai	47
4.7 pav. Tiriama bamperio stiprintuvai.....	48
4.8 pav. Skirtingų bamperio stiprintuvų įtaka sugeriamos energijos kiekiui	49
4.9 pav. Skirtingų geometrinių formų įtaka veikiančiai jėgai	49
4.10 pav. Skirtingo sienelės storio įtaka sugeriamos energijos kiekiui.....	50
4.11 pav. Skirtingo sienelės storio įtaka veikiančiai jėgai	51
4.12 pav. Skirtingų medžiagų įtaka sugeriamos energijos kiekiui	52
4.13 pav. Skirtingų medžiagų įtaka didžiausiai veikiančiai jėgai	53
4.14 pav. Energiją sugeriančio elemento įtaka sugeriamos energijos kiekiui	54
4.15 pav. Energiją sugeriančio elemento įtaka didžiausiai veikiančiai jėgai	55
4.16 pav. Parinkta priekinės deformacinės zonos konfigūracija	56
4.17 pav. Deformacinės zonos sugertas energijos kiekis	56
4.18 pav. Didžiausia barjerą veikianti jėga	57
4.19 pav. Rekomenduojama miesto tipo automobilio priekinės deformacinės zonos konfigūracija	58

Lentelių sąrašas

1.1 lentelė. „Smart Fortwo“ gabaritiniai matmenys	14
1.2 lentelė. „Renault Twizy“ gabaritiniai matmenys.....	15
1.3 lentelė. „Toyota IQ“ gabaritiniai matmenys.....	16
1.4 lentelė. Skirtingos formos bamperių rezultatų palyginimas	38
1.5. lentelė. Skirtingų konfigūracijų priekines lonžeronų dalis veikianti jėga	40
1.6 lentelė. Tiriamo miesto tipo automobilio pagrindiniai gabaritiniai duomenys	44
1.7 lentelė. Skirtingų geometrinių formų lonžeronų sugerta energija ir didžiausia veikianti jėga.....	48
1.8 lentelė. Skirtingų bamperio stiprintuvų sugerta energija ir maksimali veikianti jėga.....	50
1.9 lentelė. Skirtingo sienelės storio konstrukcijų sugerta energija ir maksimali veikianti jėga.....	51
1.10 lentelė. Medžiagų mechaninės savybės.....	52
1.11 lentelė. Skirtingų medžiagų įtaka atsparumo smūgiui parametrui	53
1.12 lentelė. Energiją sugeriančio elemento įtaka atsparumo smūgiui parametrui	55
1.13 lentelė. Skirtingų konfigūracijų deformacinių zonų parametrai	56
1.14 lentelė. Deformacinės zonos sugerta energija ir didžiausia barjerą veikusi jėga	57

Turinys

ĮVADAS.....	12
1. MIESTO TIPO AUTOMOBILIAI.....	13
1.1 Miesto tipo automobilių kėbulai	13
1.2 Miesto tipo automobilių važiuoklės	16
2. PASYVUS AUTOMOBILIŲ SAUGUMAS.....	19
2.1 Automobilio priekinėje deformacinėje zonoje taikomi pasyvaus saugumo didinimo sprendimai ..	19
2.2 Saugumo bandymai ir vertinimas.....	26
3. PRIEKINĖS DEFORMACINĖS ZONOS TYRIMAI.....	29
3.1 Atsparumo smūgiui parametrai	29
3.2 Bamberio sistemos ir pirmos deformacinės zonos tyrimai	30
4. MIESTO TIPO AUTOMOBILIO PRIEKINĖS DEFORMACINĖS ZONOS TYRIMAS.....	43
REKOMENDACIJOS.....	58
APIBENDRINIMAS.....	59
IŠVADOS.....	60
LITERATŪROS SĄRAŠAS.....	61

Žygintas Pilka. Miesto tipo automobilio priekinės deformacinės zonos pasyvaus saugumo elementų tyrimas. Magistro baigiamasis projektas / vadovas doc. dr. Rolandas Makaras; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

Studijų kryptis ir sritis (studijų krypčių grupė): Transporto inžinerija (E12), Inžinerijos mokslai.

Reikšminiai žodžiai: miestas, automobilis, saugumas, deformacinė, zona, susidūrimas

Kaunas, 2018. 61 p.

Santrauka

Šio baigiamojo projekto tikslas yra ištirti miesto tipo automobilio pirmąją priekinę deformacinę zoną. Apžvelgus automobilio laikančiosios konstrukcijos struktūrą, miesto tipo automobilius, jų dydžius, kėbulus, nustatyti tokių automobilių deformacinių zonų gabaritai.

Darbe aprašyti įvairių automobilių gamintojų taikomi metodai, kuriais siekiama užtikrinti efektyviausią deformacinės zonos veikimą, t.y. kad deformaciniai elementai deformuotųsi tam tikra iš anksto nustatyta tvarka ir sugertų didžiausią energijos kiekį. Taip pat apžvelgti svarbiausi atsparumo smūgiui parametrai ir priekinių deformacinių zonų elgesio smūgio metu tyrimai.

Pagal išnagrinėtus sprendimus, taikomus priekinėms deformacinėms zonoms, sudarytos skirtingos lonžeronų priekinių dalių (Crashbox) ir bamperio stiprintuvo konfigūracijos programa „SolidWorks“.

Sudarytos skirtingos deformacinių elementų konfigūracijos buvo tiriamos sudarius susidūrimo simuliaciją (susidūrimas 64 km/h greičiu į 40% persidengiantį deformuojamą barjerą) su LS-DYNA programa. Gauti sugertos energijos ir barjerą veikusios jėgos atsparumo smūgiui parametrai. Išrinktos geriausios deformacinių zonų konfigūracijos, kurios sugertas energijos kiekis yra 36,1 kN, o didžiausia barjerą veikusi jėga 360,6 kN. Atlikus sienelės storio ir naudojamos medžiagos tyrimus nuspręsta skirtingiems deformacinės zonos elementams taikyti skirtingą medžiagą ir sienelės storį. Atlikus šiuos pakeitimus ir susidūrimo bandymą gautas parinktos konstrukcijos sugertas energijos kiekis yra 49,3 kJ, o didžiausia jėga – 921,7 kN.

Žygintas Pilka. Investigation of Passive Safety Elements of the City Type Vehicle's Front Crumple Zone. Master's Final Degree Project supervisor assoc. prof. dr. Rolandas Makaras; The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

Study field and area (study field group): Transport Engineering (E12), Engineering Science.

Keywords: city, vehicle, safety, crumple, zone, collision

Kaunas, 2018. 61 pages.

Summary

The purpose of this final project is to explore the city type vehicle's first frontal crumple zone. The vehicle's body structure, city type cars, their sizes, bodies has been overviewed.

Various automobile manufacturers methods were described, how to ensure the most efficient operation of the crumple zone, i.e. so that deformation elements deform in a predetermined order and absorb the largest amounts of energy. Some of the geometry of the Crashboxes described will be tested to find the most suitable. The most important parameters of impact resistance and investigations of behavior under the impact of the front deformation zones were reviewed.

According to the reviewed solutions for the front crumple zones, different crashbox and bumper beam configurations were developed using computer modelling program "SolidWorks"

The different configuration of the deformation elements were analyzed by collision simulation (64 km/h speed at 40% overlapping deformable barrier), it was solved by the LS-DYNA solver. Absorbed energy and impact force on the barrier were calculated. The best crumple zone configurations have been selected, the amount of absorbed energy is 36.1 kJ and the maximum force on barrier is 360.6 kN. After studying the affect of thickness of the wall and the material used, it was decided to use different materials and thickness of the wall for different crumple zone elements. After these changes and the collision test, energy absorbed by the new structure is 49.3 kJ and the maximum force on the barrier is 921.7 kN.

IVADAS

Šis darbas yra apie miesto tipo automobilio priekinę, pirmąją deformacinę zoną. Nors miestuose važiavimo greičiai nėra dideli, tačiau avarijų išvengti nepavyksta, todėl labai svarbu užtikrinti kuo didesnę keleivių saugumą įvykus autoįvykiui. Kadangi mažame miesto automobilyje nėra vietos ilgomis, smūgio energiją sugeriančioms deformacinėms zonoms, konstruktoriams kyla didelis iššūkis suprojektuoti mažą automobilį su geru, ar patenkinamu saugumo įvertinimu.

Pagal statistiką automobilio priekinė dalis autoįvykio metu pažeidžiama dažniausiai. Priekinė automobilio deformacinė zona susideda iš daug skirtingų dalių, visos jos turi įtakos automobilio atsparumo smūgiui parametrui. Įvairūs geometriniai pakeitimai deformacinės zonos elementuose, skirtingų medžiagų panaudojimas, leidžia pasiekti ganėtinai gerų rezultatų šiuolaikinių automobilių pasyvaus saugumo srityje. Ši sritis yra kontroliuojama nepriklausomų saugumo organizacijų, ištyrus automobilio saugumą, jo įvertinimas viešai publikuojamas.

Pagrindiniai priekinės deformacinės zonos elementai sugeria didelį kiekį smūgio energijos. Yra atlikta nemažai tyrimų ir bandymų, kurių metu buvo bandoma iširti pagrindinių priekinės deformacinės zonos elementų (lonžeronų priekinės dalys (Crashbox), bamperio stiprintuvai, energiją sugeriantis elementas) elgesį susidūrimo metu. Išsiaiškinus, kaip yra linkusios deformuoti lonžeronų priekinės dalys, bamperio stiprintuvai, galima bandyti ieškoti tinkamiausios konstrukcijos turimam miesto tipo automobilio atvejui.

Tikslas: iširti ir parinkti efektyviausiai energiją sugeriančius pasyvaus saugumo elementus transporto inžinerijos katedroje projektuojamo miesto tipo automobilio priekinei deformacinei zonai.

Darbo uždaviniai:

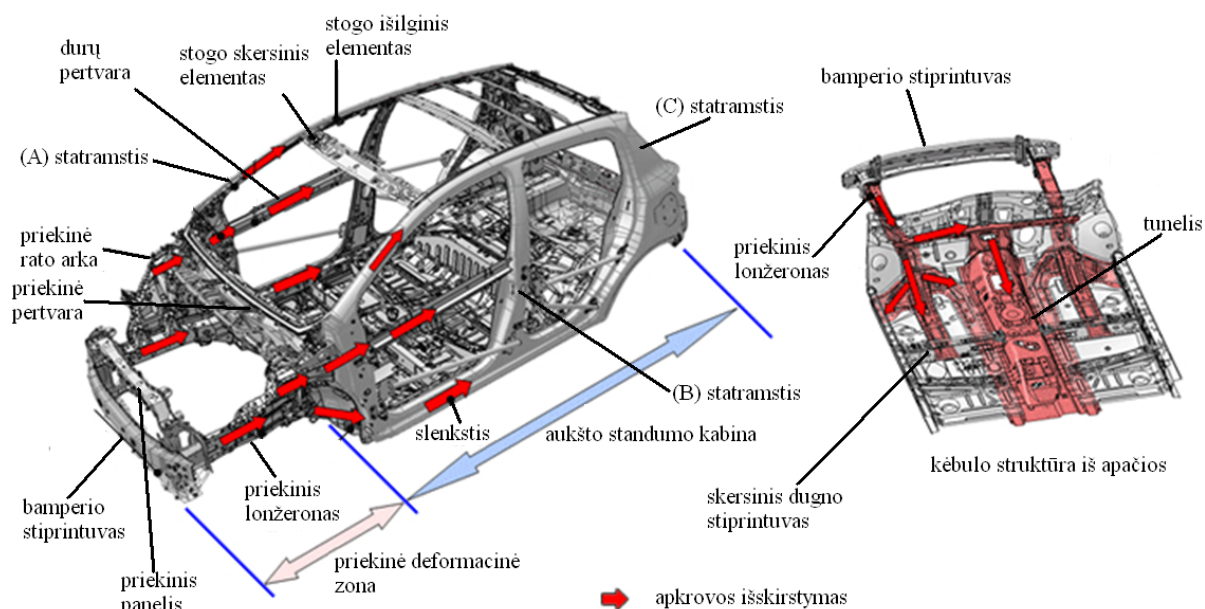
1. Apžvelgti miesto tipo automobilių laikančiąsias konstrukcijas, gabaritus, prie jų derinamas važiuokles, saugumo įvertinimus.
2. Išnagrinėti automobilių priekines deformacines zonas, naudojamas priemones, kuriomis siekiama numatyti reikalingą deformacinių elementų elgesį susidūrimo metu.
3. Sudaryti skirtingas deformacinės zonos konfigūracijas ir paruošti susidūrimo simuliacijas, skirtas spręsti LS-DYNA programa.
4. Iširti skirtingų geometrijų, medžiagų, papildomų elementų įtaką atsparumo smūgiui parametrui susidūrimo metu, palyginti skirtingas konfigūracijas.
5. Parengti rekomendacijas pagal atrinktus efektyviausiai energiją sugeriančius deformacinės zonos elementus.

1. MIESTO TIPO AUTOMOBILIAI

1.1 Miesto tipo automobilių kėbulai

Automobilių kėbulai yra ypač svarbūs apsaugant keleivius nuo išorės poveikio. Transporto priemonių laikančiosios konstrukcijos jungia į vieną visumą atskirus agregatus ir sistemas, užtikrindamos reikiamą jų tarpusavio padėtį įvairiausiomis darbo sąlygomis. Tokiu būdu laikančioji konstrukcija yra jungiamoji transporto priemonės grandis. Kėbulams keliami ne tik saugumo, bet ir minimalaus svorio, ilgaamžiškumo, pakankamo stiprumo ir standumo reikalavimai [1].

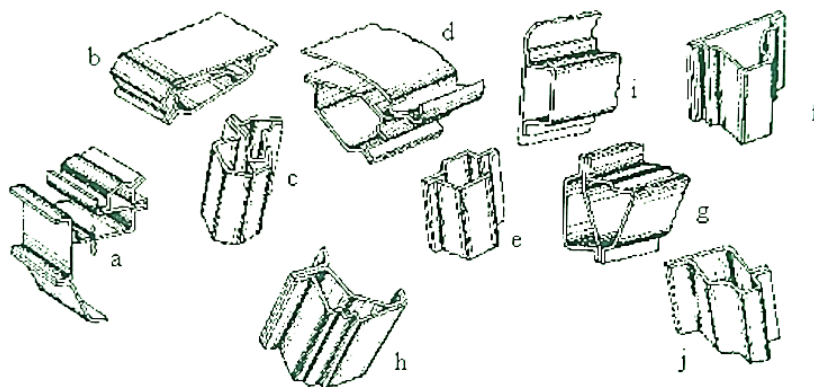
Pagrindinės šiuolaikinio automobilio kėbulo dalys pavaizduotos 1.1 pav. Šie elementai atlieka apsaugos nuo išorės, energijos sugėrimo ir išskirstymo funkcijas. Priekinė automobilio deformacinė zona gali būti sudaryta iš kelių standumo zonų [2].



1.1 pav. Miesto tipo automobilio laikančioji konstrukcija [2]

Pagrindiniai priekinės deformacinės zonos elementai – bamperis, lonžeronai, sugeriantys didelį kiekį energijos. Deformacinė zona būna skirtingo standumo zonų, tam, kad nereikėtų keisti kitų kėbulo elementų po smulkių avarių. Lonžeronai priekyje ir gale sujungti skersiniais elementais, priekyje – bamperio stiprintuvu, gale – pertvaromis ir kitais skersiniais elementais. Automobilio galinėje dalyje taip pat yra deformacinės zonos – galiniai lonžeronai sujungti su automobilio dugno elementais, skersiniais stiprintuvais ir jungiančiaisiais skydais. Deformacinė zona ne tik sugeria smūgio energiją, bet ir stipraus smūgio metu ją išskirsto į kitus kėbulo elementus, kaip parodyta 1.1 pav.

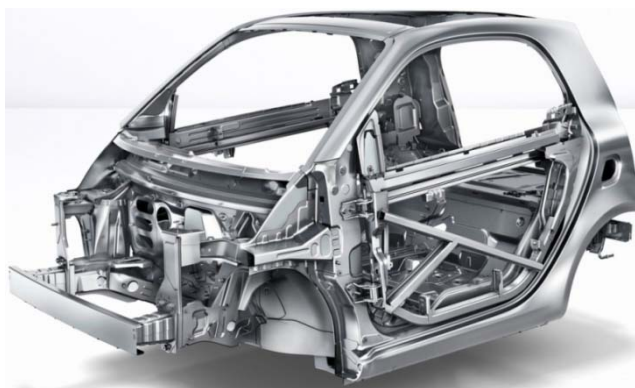
Automobilio laikančiosios konstrukcijos karkaso strypus ir sijas sudaro uždari profiliai iš valcuotų bei šampuotų elementų, kurių pavyzdžiai pavaizduoti 1.2 pav [1].



1.2 pav. Tipiniai laikančiosios konstrukcijos elementai: a – apatinė priekinio stiklo rėmo dalis; b – viršutinė priekinio stiklo rėmo dalis; c – priekinio stiklo rėmo šonas; d – stogo konstrukcija virš durų; e – (B) statramsčio vidurinė dalis; g – slenkstis; h – galinė slenkščio dalis; i – lonžeronas; j – galinis (C) statramstis [1]

Miesto tipo automobiliai turi būti kompaktiški, manevringi, ekonomiškai ir saugūs. Šiuo metu gaminami miesto tipo automobiliai su įvairiomis agregatų, keleivių išdėstymo komponentėmis. Dažniausios traukos agregatų ir transmisijos išdėstymo komponentės yra variklis priekyje, priekiniai varantieji ratai ir variklis gale, galiniai varantieji ratai. Tokio tipo automobiliai talpina nuo 2 iki 5 keleivių.

Dviečio miesto tipo automobilio „Smart Fortwo“ kėbulas pavaizduotas 1.3 pav.



1.3 pav. „Smart fortwo“ kėbulas [3]

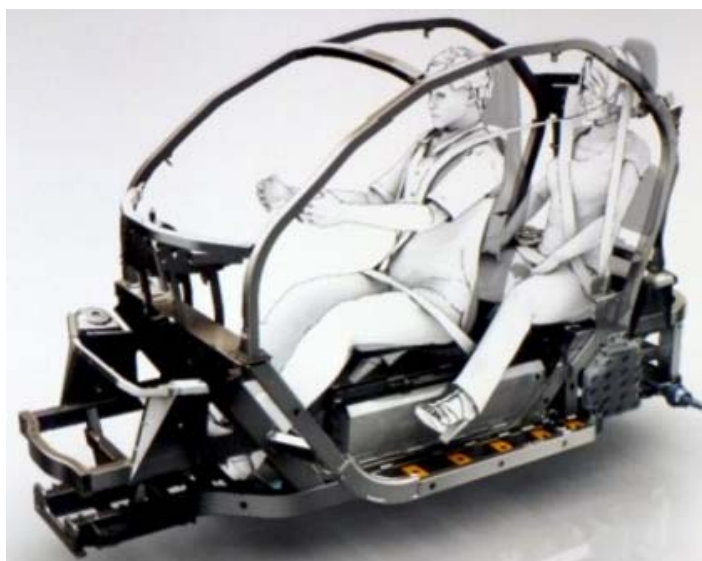
Šis automobilis talpina du keleivius vienoje sėdynių eilėje, variklis su transmisija yra automobilio gale ir suka galinius ratus. Automobilis yra hečbeko kėbulo tipo, turi 3 duris (dvi šonines ir vienas bagažinės), jo gabaritiniai matmenys pateikti 1.1 lentelėje.

1.1 lentelė. „Smart Fortwo“ gabaritiniai matmenys [4]

Ilgis, mm	Plotis, mm	Aukštis, mm	Atstumas tarp ašių, mm	Masė, kg	Bagažinės tūris, l	Degalų bako talpa, l
2695	1663	1555	1873	900	260 - 350	28

„Smart Fortwo“ kėbulas yra nedidelių gabaritų, todėl nėra ir ilgų deformacinių zonų, užtikrinančių keleivių saugumą. 1.3 pav. matyti, kad keleivių išlikimo zona sudaryta iš labai stambių elementų (slenksčių, statramsčių, skersinių elementų). Priekyje ir gale yra trumpos deformacinės zonos (lonžeronai, bamperio stiprintuvas ir susilpnintos priekinės lonžeronų dalys). Kėbulo konstrukcija sudaryta iš skirtingo stiprumo plieninių plonasienių elementų. „Smart“ automobilis EuroNCAP bandyme surinko 4 žvaigždučių įvertinimą.

Vienas unikalesnių miesto tipo automobilių yra „Renault Twizy“. Automobilis gali talpinti du žmones, tačiau ne vienoje eilėje kaip „Smart Fortwo“, o dvejose (1.4 pav.).



1.4 pav. „Renault Twizy“ rėmo konstrukcija [5]

„Renault Twizy“ yra dar mažesnių gabaritų automobilis nei „Smart“, jo gabaritiniai matmenys pateikti 1.2 lentelėje. Šio automobilio kėbulo tipas hečbekas, jis turi 2 šonines duris.

1.2 lentelė. „Renault Twizy“ gabaritiniai matmenys [6]

Ilgis, mm	Plotis, mm	Aukštis, mm	Atstumas tarp ašių, mm	Masė, kg	Bagażinės tūris, l	Degalų bako talpa, l
2338	1396	1454	1686	474	31	-

„Renault Twizy“ kėbulo konstrukcija daug paprastesnė nei „Smart Fortwo“ automobilio, „Renault“ kėbulas (1.4 pav.) sudarytas iš įvairaus profilio vamzdžių. Stambiausi elementai formuoja kėbulo apatinę dalį, prie kurios jungiama važiuoklė, talpinamos baterijos ir variklis, keleivius nuo aplinkos saugo statramsčiai, stogo elementai. Priekyje ir gale yra trumpos deformacinės zonos, o šone platūs slenksčiai. „Renault“ buvo patikrintas EuroNCAP bandymais, bet įvertinimai neskelbiami.

Labai nedidelių gabaritų, bet galintis talpinti 4 žmones miesto tipo automobilis yra „Toyota IQ“ (1.5 pav.). Šio automobilio kėbulo konstrukcija ganėtinai panaši į „Smart Fortwo“, jo kėbulo tipas yra

taip pat trijų durų hečbekas, tačiau „Toyota“ variklis sumontuotas priekyje ir varantieji ratai yra priekiniai. Priekyje sumontuotas variklis ir transmisija užima tam tikrą vietą, todėl „Toyota“ priekis ilgesnis nei „Smart“.



1.5 pav. „Toyota IQ“ kėbulo konstrukcija [7]

„Toyota“ kėbulas sudarytas iš skirtingo stiprumo plieninių plonasienių elementų ir skardos lakštų. Svarbiausi kėbulo elementai (lonžeronai, statramsčiai, slenksčiai) atrodo labai masyvūs. Automobilio gabaritiniai matmenys pateikti 1.3 lentelėje.

1.3 lentelė. „Toyota IQ“ gabaritiniai matmenys [8]

Ilgis, mm	Plotis, mm	Aukštis, mm	Atstumas tarp ašių, mm	Masė, kg	Bagažinės tūris, l	Degalų bako talpa, l
2985	1680	1500	2000	820	32 - 395	32

„Toyota IQ“ iš apžvelgtų miesto tipo automobilių yra ilgiausias ir plačiausias, tačiau lengvesnis nei „Smart ForTwo“ ir gali talpinti 4 žmones. „Toyota IQ“ taip pat gavo aukščiausią saugumo organizacijos EuroNCAP įvertinimą – 5 žvaigžduotes.

1.2 Miesto tipo automobilių važiuoklės

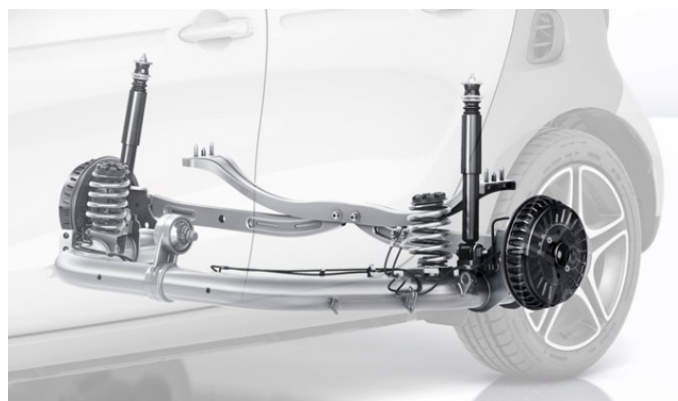
Mažiems miesto automobiliams dažniausiai pritaikomi tokie važiuoklių tipai, kurie yra pigūs, užimantys nedaug vietos ir lengvai komponuojami prie kėbulo. Apžvelgti miesto tipo automobiliuose montuojamas važiuokles svarbu, nes jos užima tam tikrą vietą automobilyje, todėl gali įtakoti ir kitų automobilio komponentų išdėstymą, taip pat ir deformacinių zonų. Pavyzdžiui „MacPherson“ tipo priekinėje pakaboje, amortizatorius remiasi ganėtinai aukštai į rato arką, o prie jos dažnai būna sparno stiprintuvas.

Priekyje paprastai sutinkamos „MacPherson“ tipo pakabos, nes yra labai paprastos ir neužima daug vietos. Vienintelis kriterijus, į kurį reikia atsižvelgti yra priekinės dalies aukštis, t.y. amortizatorių atramos šioje pakaboje yra ganėtinai aukštai. „MacPherson“, palyginti su dviejų skersinių svirčių pakaba yra paprastesnė ir užima mažiau vietos automobilio plotyje. Priekinė automobilio „VW Up“ „MacPherson“ pakaba matyti 1.6 pav.



1.6 pav. „VW Up“ Važiuklės ir transmisijos išdėstymas [9]

Mažuose automobiliuose galinė pakaba dažniausiai būna priklausoma tiltinė. Tai gali būti torsioninis tiltas (1.6 pav.) ar įprastas. Tokia pakaba tinkamiausia, kai variklis priekyje ir priekiniai varantieji ratai. Jeigu variklis gale ir varantieji ratai galiniai – torsioninė pakaba netinkama, nes į ratus pusašiais turi būti perduodama galia, taip pat diferencialas užima tam tikrą vietą. Todėl šiuo atveju, kai variklis gale pvz. „Smart Fortwo“ naudojama „DeDion“ tipo galinė priklausoma pakaba (1.7 pav.).



1.7 pav. „DeDion“ galinė automobilio „Smart Fortwo“ pakaba [10]

Automobilyje „Renault Twizy“ galinė pakaba taip pat „MacPherson“ tipo kaip ir priekyje (1.8 pav.)



1.8 pav. „Renault Twizy“ kėbulas ir važiuoklė [11]

Automobilio rėmo konstrukcija ir komponentų išdėstymas sudaro sąlygas gale montuoti nedaug automobilio plotyje užimančią važiuoklę, šiuo atveju „MacPherson“ tipo. Galinė važiuoklė skiriasi tik tuo, kad galiniai ratai nėra vairuojami.

2. PASYVUS AUTOMOBILIŲ SAUGUMAS

2.1 Automobilio priekinėje deformacinėje zonoje taikomi pasyvaus saugumo didinimo sprendimai

Pasyvaus saugumo priemonės veikia kai jau nebeįmanoma išvengti eismo įvykio, jos skirtos sumažinti patiriamą žalą eismo įvykio metu. Elementariausi pasyvių saugumo sistemų pavyzdžiai yra automobilio kėbulas, saugos diržai, oro pagalvės, galvos atlošai.

Vien saugos diržai pažengė labai daug, šiuo metu montuojami trijų tvirtinimo taškų diržai, juos užsisėgti ragina išpėjančios automobilio sistemos, avarijos metu suveikia įtempimo įrenginys, o kai kuriais atvejais pats saugos diržas išsipučia, taip sumažindamas slėgį į žmogaus kūną [12].

Oro pagalvių šiuolaikiniame automobilyje daug. Priklausomai nuo automobilio lygio ir komplektacijos, montuojamos vairuotojo, priekyje sėdinčio keleivio saugos pagalvės, vairuotojo kelių saugos pagalvės, šoninės oro pagalvės, šoninės oro pagalvės „užuolaidos“, papildomos oro pagalvės gale sėdintiems keleiviams, oro pagalvės pėstiesiems [12].

Automobilio kėbulas, kaip pasyvaus saugumo priemonė, susideda iš dviejų pagrindinių dalių: aukšto stiprumo karkasas formuojantis išlikimo erdvę ir deformacinės zonos skirtos sugerti smūgio energijai. Deformacinės zonos, skirtos sugerti smūgio energijai būna [13]:

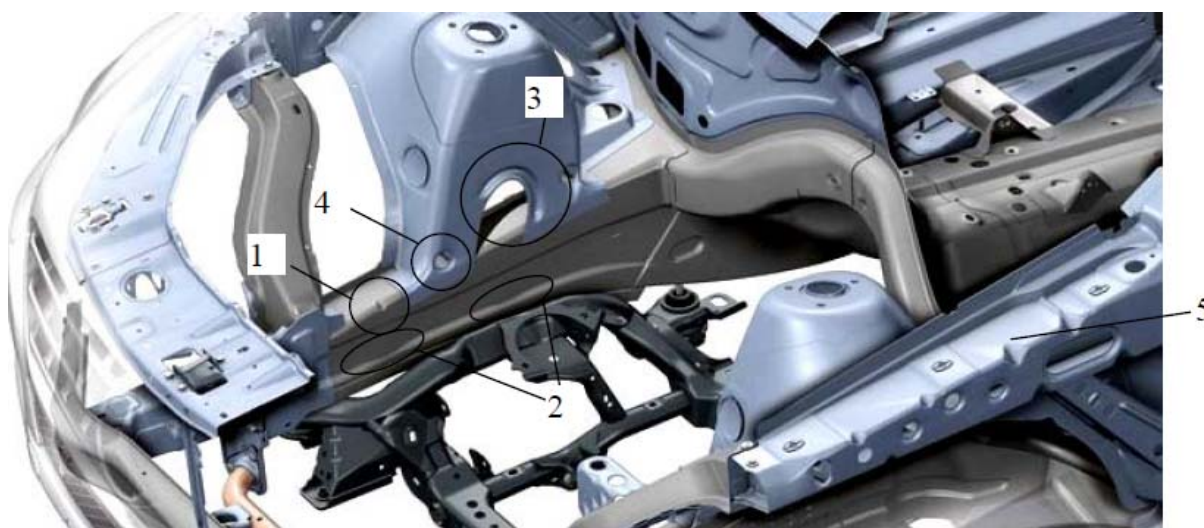
- priekinė (sugeria ir išskirsto susidūrimo automobilio priekiu apkrovas);
- šoninė (sugeria ir išskirsto susidūrimo automobilio šonu apkrovas);
- galinė (sugeria ir išskirsto susidūrimo automobilio galu apkrovas);
- vertimosi (sugeria ir išskirsto vertimosi metu automobilį veikiančias apkrovas);
- pėsčiųjų (sugeria ir išskirsto susidūrimo su pėsčiuoju metu atsiradusias apkrovas);

Projektuojant automobilio laikančiąją konstrukciją ir siekiant pagerinti pasyvų automobilio saugumą, svarbu sukurti konstrukciją, kuria būtų sugeriamas kuo didesnis smūgio energijos kiekis ir kad smūgio jėga būtų išskirstoma kitiems laikančiosios konstrukcijos elementams. Štai kodėl po smarkaus susidūrimo priekiu, galinėje automobilio dalyje matomos deformacijos nėra trūkumas, tai parodo smūgio išskirstymo visam automobilio kėbului galimybes. Smūgio metu siekiant išvengti didelių apkrovų keleiviams, susidūrimo laikas turi būti kaip įmanoma ilgesnis. Ilgesnis automobilio lėtėjimas smūgio metu sumažina lėtėjimo pagreitį ir apkrovas, veikiančias keleivius [13].

Susidūrimo metu pirmieji deformuojami priekinės deformacinės zonos elementai yra bamperio stiprintuvas ir lonžeronų priekinės dalys (Crashbox). Priekinio bamperio stiprintuvo paskirtis yra ne tik

sugerti tam tikrą energijos kiekį, apsaugoti tokius automobilio komponentus, kaip radiatoriai, nuo pažeidimo, bet ir paskirstyti smūgio energiją tarp dviejų priekinių lonžeronų [13].

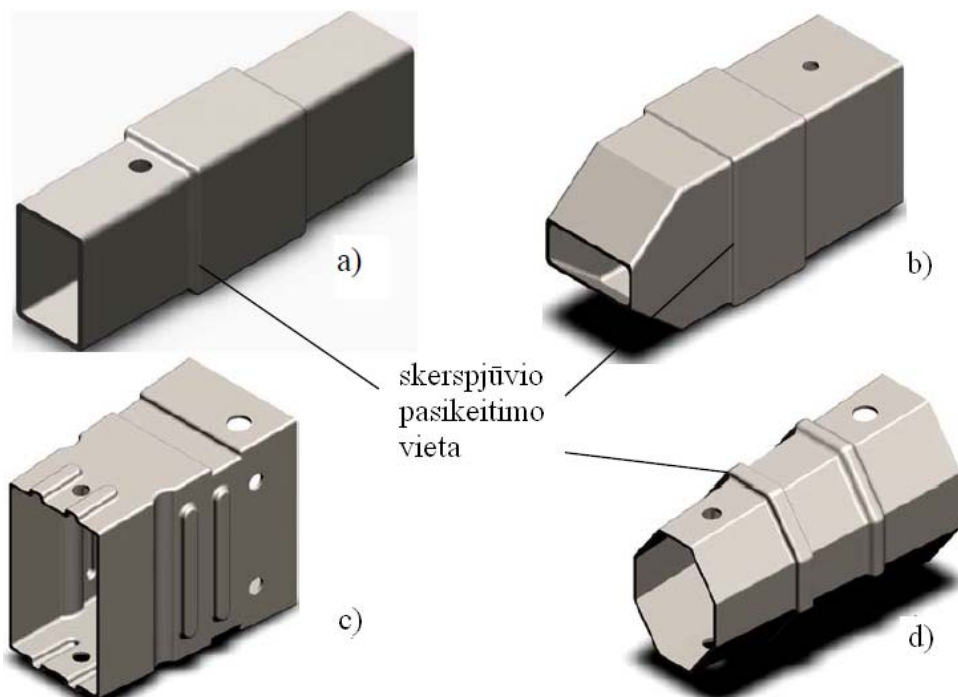
Deformacinės zonos projektuojamos su zonomis, užprogramuotomis deformuotis reikiama tvarka (2.1 pav.). Įvairūs geometriniai pakeitimai, susilpninimai, padeda lonžeronams deformuotis reikiama tvarka, sugerti kuo didesnę energijos kiekį ir nesuklupti vienoje kritinėje vietoje, dėl ko visa konstrukcija pavojingai susilpnėtų [13].



2.1 pav. Priekinės deformacinės zonos elementai, užprogramuoti deformuotis reikiama tvarka: 1 – lonžerono laužimo taškas; 2 – geometrijos pakeitimai lonžerone; 3 – tarpas, skirtas rato arkos deformacijoms; 4 – įtempių koncentracijos taškas; 5 – kintamo standumo išilginis sparno stiprintuvas [13]

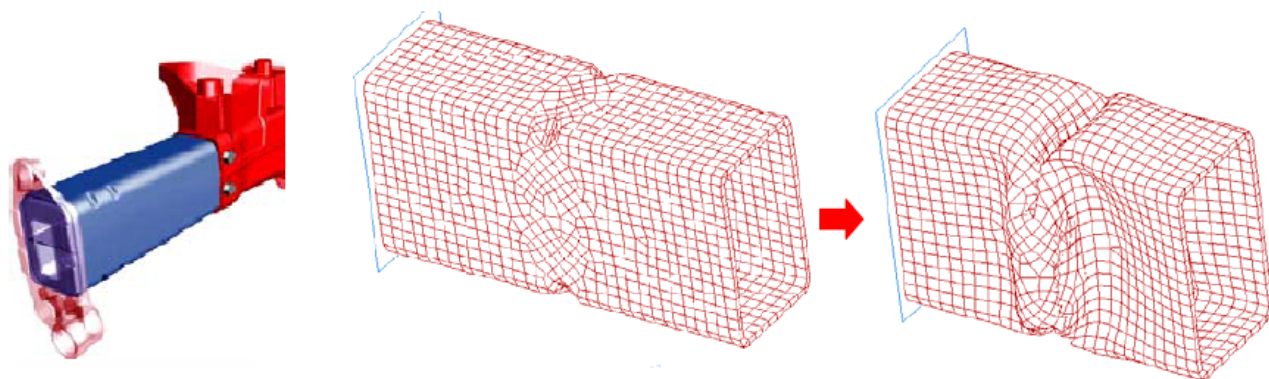
Deformavus automobilio priekį iki tam tikros ribos, įsikiša išilginiai sparno stiprintuvai, kurie taip pat užprogramuoti deformuotis efektyviai. Lonžeronai kartu su šiais sparno stiprintuvais geba sugerti didelius energijos kiekius. Toliau šie elementai perduoda smūgio jėgą kitiems pasyvaus saugumo elementams (statramsčiui (A), slenksčiams, stogo elementams), variklio ir salono skyriaus pertvara šiuo atveju įtakos beveik neturi [13].

Sugeriant susidūrimo priekiu energiją, svarbios lonžeronų priekinės dalys (CrashBox). Šie elementai prie lonžeronų tvirtinami dažniausiai varžtais ir galimi pakeisti remonto metu. Jie kuriami taip, kad sugertų smūgį numatyta tvarka ir būtų mažesnio standumo nei patys lonžeronai. Pagrindinė priemonė, leidžianti pasiekti didelius sugeriamos energijos kiekius yra elemento skerspjūvio geometrijos pasikeitimas vienoje ar keliose vietose (2.2 pav.). Vietoje, kur pasikeičia skerspjūvis, sumažėja stabilumas ir šioje vietoje susiformuoja lenkimo vieta [13].



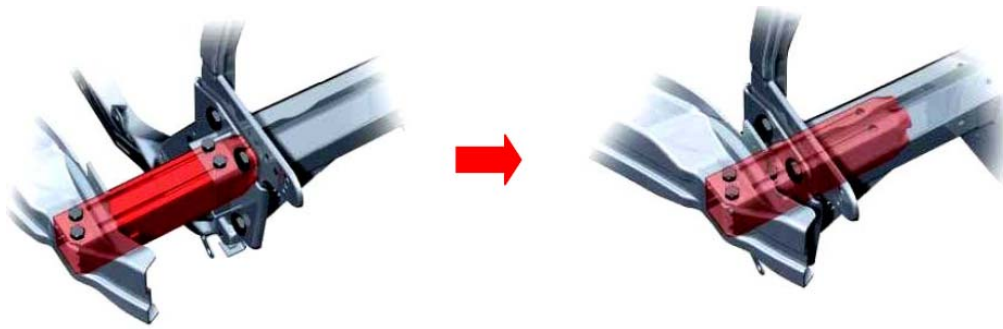
2.2 pav. Skirtingų tipų lonžeronų priekinės dalys (CrashBox): a – VW Golf V; b – VW Tiguan; c – Mazda 2; d – Volvo S40 [13]

Efektyviausias sprendimas, taikomas lonžeronų priekinėms dalims yra paprastas susilpninimas elemento kraštinėje, kaip pavaizduota 2.3 pav. Šiuo atveju, siaurojoje sienelėje susidaro įlinkimas į profilio vidų, o platesnėje sienelėje - į išorę [13].



2.3 pav. Lonžerono priekinė dalis ir jos deformacijos kai susilpninimai yra kraštinėje [13]

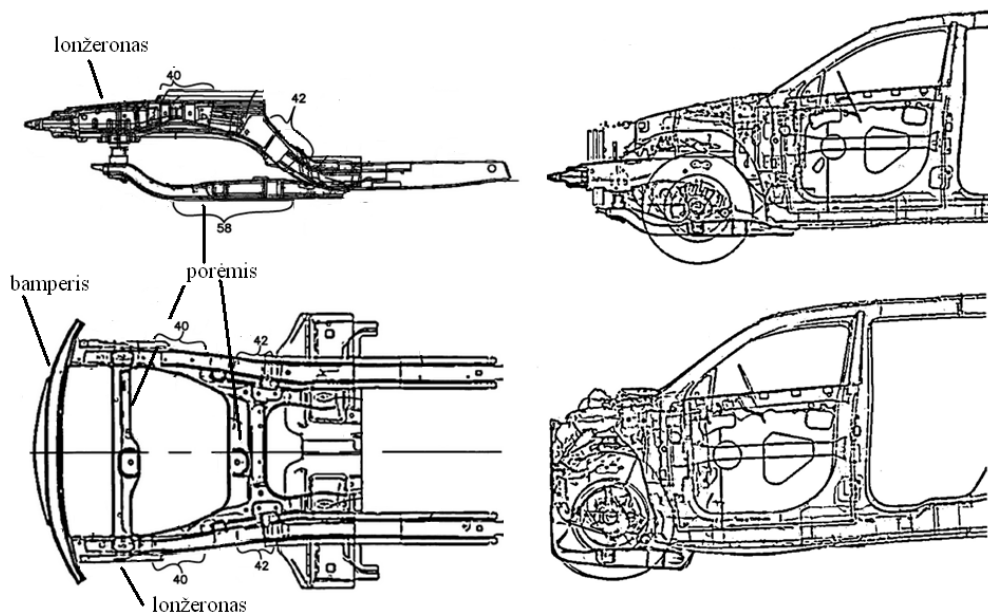
Lonžeronų priekinėms dalims taikomi ir neįprasti, bet taip pat veiksmingi sprendimai. 2.4 pav. parodyta teleskopinė lonžerono priekinė dalis, šios konstrukcijos privalumas yra pastovus energijos sugėrimas esant dideliems poslinkiams. Varžtai, sumontuoti viename elemento gale, veikiant tam tikrai jėgai lūžta ir priekinė lonžerono dalis slenkasi į lonžerono vidų [13].



2.4 pav. Teleskopinė lonžeronų priekinė dalis (CrashBox) [13]

Stipraus smūgio metu, automobilio priekinė dalis turi sugerti didžiulį kiekį energijos, automobilio važiuoklė, variklis, transmisija ir kiti priekyje esantys elementai gali prie to prisidėti.

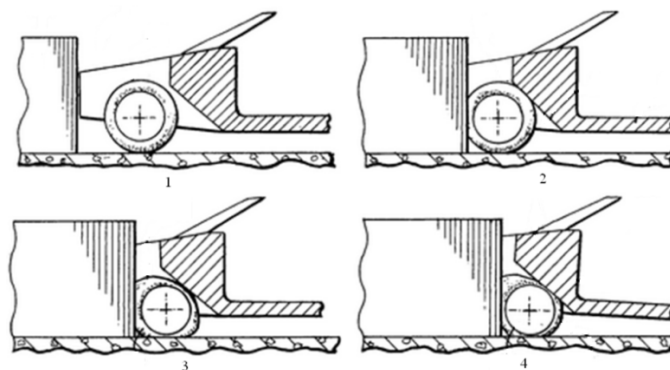
Vienas iš taikomų sprendimų automobilio priekinėje deformacinėje zonoje yra užprogramuotas deformacinių elementų ir priekinės važiuoklės rėmo elgesys avarijos atveju. Tokios deformacinės zonos susideda iš kelių galinčių ir negalinčių deformuotis dalių, sujungtų specialiomis jungtimis taip, kad deformuojamos dalys pasislinktų reikalingomis kryptimis. Priekinė rėmo dalis projektuojama taip, kad variklis būtų įtvirtinamas tarp besideformuojančių ir nesideformuojančių dalių taip, kad priekinio smūgio metu, variklis pasislinktų tiek automobilio išilgine kryptimi, tiek žemyn. Tokia deformacinė zona, (2.5 pav.) susideda iš priekinio bamperio stiprintuvo, sujungto su priekiniais lonžeronais ir priekinės važiuoklės rėmo – apatinės variklio atramos. 40, 42, 58 elementai yra nesideformuojantys [14].



2.5 pav. Priekinių lonžeronų ir porėmio deformacijos susidūrimo metu [14]

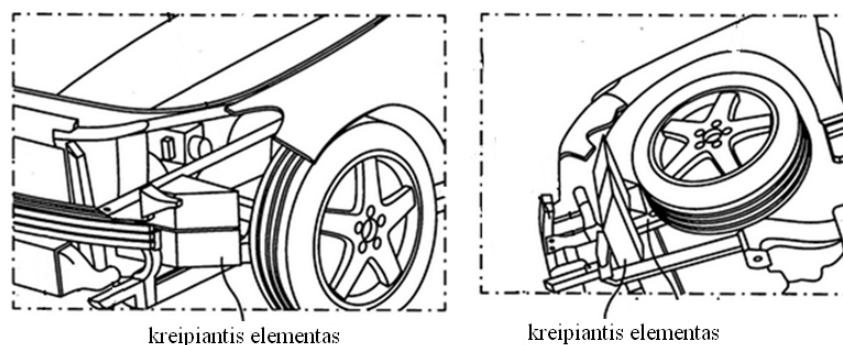
Automobilio priekinėje dalyje daug vietos užima ratai, kurie susidūrimo metu gali būti deformuoti ir slinkti automobilio išilgine kryptimi. Automobilių laikančiosios konstrukcijos dabar projektuojamos su kėbulo elementais, kreipiančiais tam tikra kryptimi ir sustabdančiais nepažeidžiant

išlikimo erdvės. Tokia automobilio laikančiosios konstrukcijos priekinė dalis susideda iš bamperio stiprintuvo, lonžeronų, rato arkų, priekinių (A) statramsčių. Rato arka ir priekinis statramstis formuoja tam tikru kampu pakreiptą rampą, kuri avarijos metu deformuojantis priekiui, ratą stumia smūgio kryptimi ir kiek įmanoma žemiau išlikimo erdvės. Statramstis, dėl sudaryto kampo turi didesnę atsparumą deformacijai. Šio sprendimo taikymo pagrindinis tikslas yra padidinti tikimybę, kad net ir po itin smarkaus smūgio ir smarkiai deformuotos priekinės zonos liktų galimybė atidaryti šonines automobilio duris, nepriklausomai nuo automobilio priekinės važiuoklės tipo. Supaprastinta deformacijos ir rato kreipimo schema pavaizduota 2.6 pav. [15].



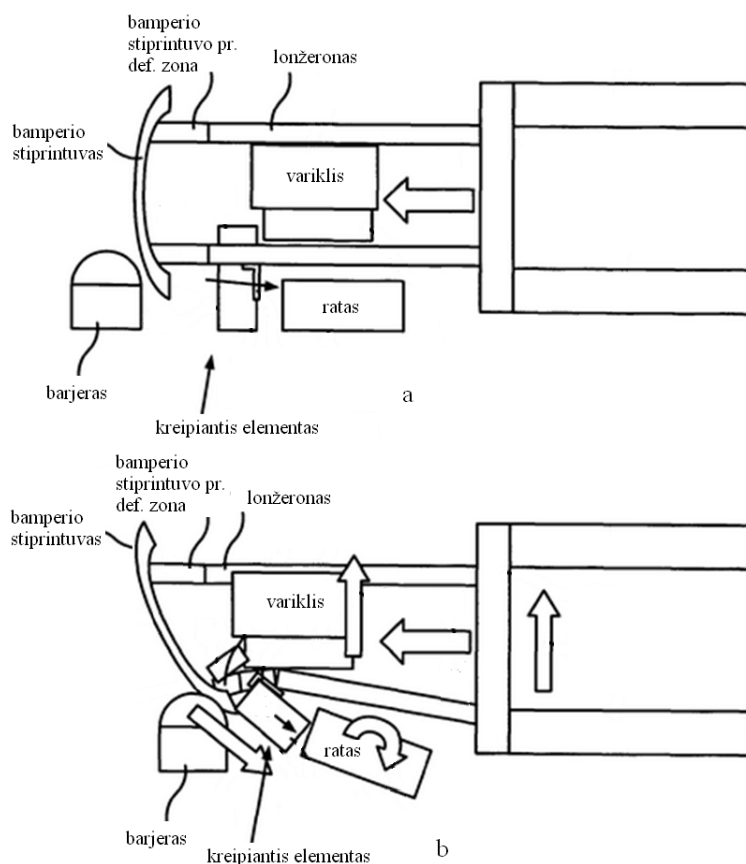
2.6 pav. Rato kreipimas po automobiliu [15]

Atvejams, kai priekinis susidūrimas vyksta su nedideliu kontaktinio ploto elementu, pavyzdžiui stulpu, eismo įvykio pasekmės būna sunkios. Jeigu stulpas pasitaiko tiesiai prieš automobilį, smūgio energiją tenka sugerti bamperio stiprintuvui, priekiniam paneliui ir variklio skyriui. Tokiu atveju neišnaudojami priekinės deformacinės zonos elementai, galintys sugerti daugiausiai energijos – lonžeronai, stulpas skverbiasi į automobilį tiesiai tarp jų. Dar viena problema, kad tokios avarijos metu (su mažu kontaktinio ploto elementu), kliūtis gali patekti į tokią poziciją automobilio priekio atžvilgiu, kurioje energiją sugertų tik dalis priekinės deformacinės zonos. Todėl atvejui, kai priekinis susidūrimas vyksta su kliūtimi, esančia arčiau automobilio šonų, siūloma projektuoti priekinę deformacinę zoną su kreipiančiais elementais, kaip pavaizduota 2.7 pav. [16].



2.7 pav. Priekinės deformacinės zonos kreipiantieji elementai [16]

Toks sprendimas būtų taikomas pridėjus mažą kreipiantį elementą prieš automobilio ratą. Iš pažiūros nesudėtingas sprendimas išsprendžia problemą, kai mažo pločio elementas yra beveik prieš priekinį lonžeroną arba arčiau automobilio šono. Tai apsaugo nuo galimo scenarijaus, kai kliūtis nepataiko į energiją turinčią sugerti deformacinę zoną ir smarkiai deformuoja automobilio priekio šoninę dalį, taip keliant grėsmę išlikimo zonai, priekiniams (A) statramsčiams [16].

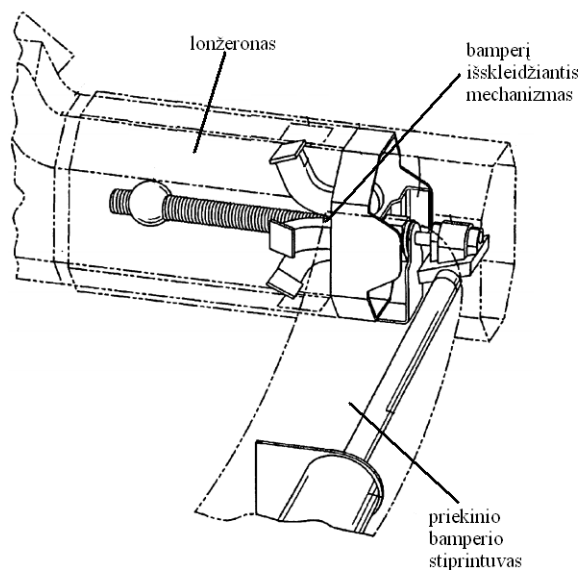


2.8 pav. Deformacinės zonos elementų padėtys prieš (a) ir po (b) susidūrimo [16]

Automobilio priekinės dalies susidūrimo schema pavaizduota 2.8 pav. Susidūrimo metu kreipiantysis elementas ne tik atlieka kreipimo vaidmenį, bet ir perduoda dalį smūgio jėgos skersine automobiliui kryptimi, taip pasukant priekinį lonžeroną ir efektyviau išskaidant smūgio energiją ir sumažinant tikimybę pažeisti išlikimo erdvę. Šis sprendimas taip pat efektyvus, nes nereikalauja labai didelių pakeitimų šiuo metu projektuojamoms ir gaminamoms automobilių kėbulų konstrukcijoms ir nesudaro kitų, naujų silpnų deformacinės zonos vietų. Dar vienas tokio sprendinio privalumas yra kreipiančiojo elemento galimybė sudaryti sąlygas kliūties praslydimui jos elemento paviršiumi, taip sumažinant smūgio metu patiriamą pagreitį [16].

Saugumą ir kompaktiškumą suderinti yra labai sudėtinga, tokie maži automobiliai kaip „Smart“ turi trumpos ir ganėtinai standžias priekines deformacines zonas, taip saugant išlikimo zoną nuo pažeidimo. Bet esant labai standžiai ir mažo ilgio deformacinei zonai susidūrimo atveju galimi labai dideli pagreičiai, kenksmingi žmogaus sveikatai. „DaimlerChrysler“ šią problemą 2002 metais siūlė

spręsti patentu, kuriame aprašoma kintamo ilgio deformacinė zona. Šios idėjos esmė yra judantis priekinis bamperis išilgine automobiliui kryptimi. Bamperiui esant išskleistoje pozicijoje, deformacinė zona tampa ilgesne, ilgesnis susidūrimo procesas ir mažesni patiriami pagreičiai. Bamperio pozicija nustatoma pagal automobilio greitį – kai greičiai nedideli, judama mieste, parkuojantis, bamperis sustumtas, važiuojant greičiau bamperio pozicija pasikeičia ir prailgina deformacinę zoną. Tačiau toks būdas prailginti deformacinę zoną turi ir trūkumų. Pirmiausia, sudėtingas pats bamperio mechanizmas, taip pat sunku sukurti automobilio dizainą, kuriame toks mechanizmas derėtų. Toks kintamos padėties bamperis yra valdomas lonžeronuose esančio mechanizmo, kaip pavaizduota 2.9 pav. [17].



2.9 pav. Keičiamos padėties bamperio konstrukcija [17]

Šiame darbe bus tiriama priekinė miesto tipo automobilio deformacinė zona, todėl svarbu apžvelgti tokio automobilio kėbuluose taikomus sprendimus pasyviai saugai padidinti. Pirmame skyriuje buvo apžvelgti miesto tipo automobiliai. Kaip jau minėta anksčiau, automobilyje „Smart“ variklis sumontuotas gale. Priekyje yra labai trumpa deformacinė zona susidedanti iš dviejų lonžeronų, priekinio bamperio stiprintuvo, priekinio panelio, šie kėbulo elementai labai masyvūs.

Kėbulo elementai gaminami iš skirtingo tipo medžiagų, tam, kad būtų pasiektas reikalingas elementų standumas. Jeigu deformacinės zonos ypatingai standžios, smūgio į mažai deformuojamą kliūtį metu gali būti patiriami labai dideli pagreičiai, pavojingi keleivių gyvybei. Taip pat labai pavojingas susidūrimas su didesniu ir sunkesniu automobiliu, todėl yra atlikta keletas susidūrimo bandymų su daug agresyvesniais automobiliais. Tam „Mercedes Benz“ atliko demonstracinį dalinio priekinio susidūrimo (50 % persidengimas) bandymą, kurio metu trečios kartos „Smart ForTwo“ susidūrė su „Mercedes Benz“ limuzino klasės automobiliu „S – Class“ važiuodami 50 km/h greičiu. „S – Class“ masė – 2308 kg, „Smart“ – 1124 kg [18].



2.10 pav. „Smart“ ir „MB“ susidūrimo bandymas [18]

Kaip matyti iš 2.10 pav. dvigubai lengvesnio miesto automobilio „Smart“ priekinė dalis deformuota ne toliau nei priekinis (A) statramstis. Iš šio bandymo galima daryti išvadą, kad išlikimo zona „Smart“ automobilyje labai standi, iš pažiūros ji liko nepakitusios formos, todėl keleivių neturėtų žaloti išorinės grėsmės. Didžiausia grėsmė šiuo atveju yra patiriami pagreičiai ir kūno perkrovos.

2.2 Saugumo bandymai ir vertinimas

Automobilių saugumas tiriamas ir vertinamas ne tik pačių gamintojų, bet ir nepriklausomų organizacijų (EuroNCAP, IIHS, NHTSA ir kt.) turinčių savas tyrimo metodikas ir priemones. Visi nauji automobiliai prieš pradėdami jais prekiauti turi būti ištiriami smūgio bandymu. Saugumo tyrimo organizacijos skiria balus už atsparumą smūgiui ir keleivių apsaugą, rezultatus ir bandymų vaizdo įrašus viešai publikuoja. Geras automobilio saugumo įvertinimas šiais laikais svarbus kriterijus renkantis automobilį. Kadangi skirtingų automobilių saugumo tyrimų organizacijų atliekamų bandymų metodika skiriasi, bus panagrinėtos keleto organizacijų atliekami bandymai.

EuroNCAP reitingavimas susideda iš keturių skirtingų kriterijų (suaugusiųjų apsauga, vaikų apsauga, pėsčiųjų apsauga ir saugumo asistavimo sistemos) [19].

Suaugusiųjų apsauga tiriama 6 skirtingais bandymais – susidūrimu dalimi automobilio priekio į deformuojamą barjerą, smūgio automobilio priekiu į standų barjerą, šoninio smūgio, šoninio smūgio į stulpą, avarinio stabdymo bandymu, taip pat imituojant smūgį į galą [19].

Smūgio su 40 % priekio persidengimu (2.11 pav.) siekiama imituoti dviejų, tokių pačių automobilių, judančių 50 km/h greičiu priešingomis kryptimis susidūrimą. Bandymo metu, automobilis, važiuodamas 64 km/h greičiu trenkiasi į deformuojamą barjerą. Šiuo bandymu tikrinama, kaip automobilio kėbulo struktūra sugeria, perduoda smūgio energiją. Tam, kad bandymo rezultatai būtų patenkinami, automobilio kėbulas turi deformotis efektyviai sugerdamas ir perduodamas smūgio energiją [19].



2.11 pav. Smūgis su 40% priekio persidengimu [19]

Smūgio į standų barjerą, visu automobilio priekiu bandymas skirtas ištirti keleivių patiriamus pagreičius ir suvaržymo priemonių įtaką sužeidimams. Bandymo metu automobilis 50 km/h greičiu trenkiasi į barjerą. Vairuotojo ir užpakalinėje keleivio pusės sėdynėje pasodinti moteriško tipo manekenai [19].

Nedidelio greičio susidūrimo bandymai (2.12 pav.), atliekami tam, kad būtų įvertinamas automobilio atsparumas ganėtinai dažniems miestuose, nedidelio greičio susidūrimams. Testais, atliekamais organizacijoje „IIHS“ tikrinama, kaip bamperiai sugeba sugerti smūgio energiją, ją perduoti kitiems elementams ir apsaugoti tokias automobilio dalis kaip žibintai, variklio dangtis ir kt. nuo pažeidimo. Po susidūrimo bandymo, sugadintos detalės defektuojamos ir įvertinamas nuostolis [20].

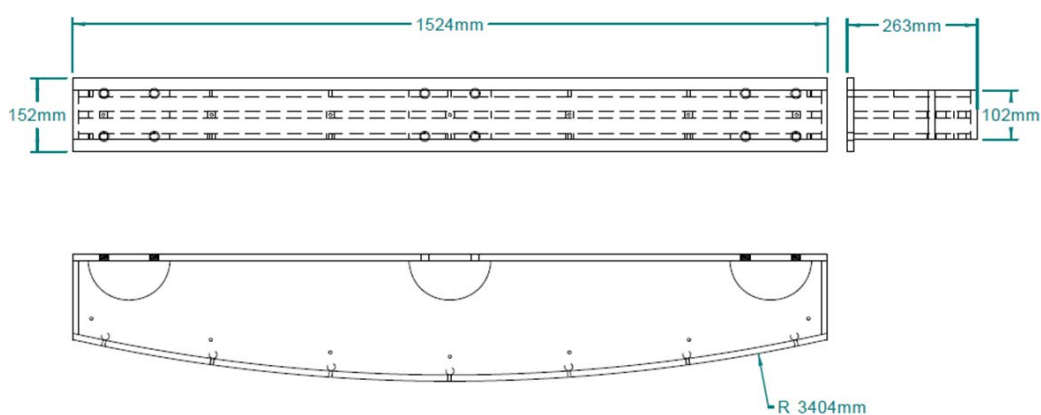


2.12 pav. Nedidelio greičio susidūrimo automobilio priekiu bandymas [20]

Automobilių bamperių konstrukcija vis dar nėra tobula, dauguma lengvųjų automobilių bamperių nėra pakankamame aukštyje ar tiesiog per maži atlaikyti nedidelio greičio susidūrimą su didesne transporto priemone, pavyzdžiui visureigiu. Net kai bamperių aukščiai sutampa, nemažai automobilių smūgio metu vis tiek palenda po kito automobilio bamperiu ir nesugeba sugerti smūgio energijos. Tai reiškia didelius nuostolius automobilio remontui, kai kurių vidutinės klasės automobilių susidūrimo 10 km/h greičiu su barjeru nuostoliai siekė daugiau nei 4000 \$ (2007 m.) [20].

Automobilio bamperiai IIHS organizacijos bandymuose tikrinami keturiais skirtingais scenarijais. Susidūrimas atliekamas automobilio priekiu ir galu 10 km/h greičiu, pilnu persidengimu su bamperio formos deformuojamu barjeru. Susidūrimai automobilio priekiu ir galu kampu į kliūtį atliekami 5 km/h greičiu. Barjero apačia pilno persidengimo bandymuose yra 457 mm aukštyje, kampu į kliūtį 406 mm aukštyje, o barjeras su automobiliu persidengia 15 % automobilio pločiu [21].

Visuose susidūrimo bandymuose bamperio barjeras yra 1524 mm pločio, lenktas 3404 mm spinduliu ir yra 102 mm aukščio, 12,5 mm sienelės storio (2.13 pav.). 25 mm virš bamperio, yra papildomas pastiprinimas, kurio matmenys yra kaip ir paties bamperio, tik didesnio aukščio – 200 mm. Plastikinis energiją sugeriantis elementas ir jo dangtelis pritvirtinti prie bamperio barjero priekio. Šie elementai yra 1524 mm pločio, 102 mm aukščio ir 51 mm storio. [21]



2.13 pav. nedidelio greičio susidūrimo bandymo barjeras [21]

Kiekvienas automobilis prieš bandymą patikrinamas ar nebuvo pažeistas seniau. Degalų bakas pripildytas 90 %, visų kitų eksploatacinių skysčių turi būti bent iki minimalios normos, atsarginis ratas, įrankiai ir kiti automobilio komplektacijos elementai turi būti savo vietose. Priekinių ir galinių numerių ir jų rėmelių ar laikiklių, bandymo metu ant automobilio būti negali. Automobilio tempimo kablys (jeigu yra) bandymui išmontuojamas. Bandymui paruoštame automobilyje, vairuotojo vietoje paliekamas 77,1 kg svorio balastas, o keleivio vietoje priekyje arba gale 10,5 kg svoris, jie pritvirtinti automobilio saugos diržų. Automobilio variklio dangtis, bagažinės dangtis, durys uždaryti, o visi šoniniai langai atidaryti. Visi automobilio prietaisai, žibintai turi būti išjungti. Variklis neužvestas, bet paliktas degimas, įjungta neutrali pavara, stovėjimo stabdys neįjungtas [21].

Automobilis, tempiamas kabelio, atlaisvinamas ne toliau nei 300 mm nuo susidūrimo taško. Tai leidžia automobiliui judėti tik dėl jo paties momento.

Nuostolio dydis nustatomas sudarant remonto sąmatą „Audatex“ duomenų bazėje, kurioje yra automobilio detalių, remonto proceso įkainiai [21].

3. PRIEKINĖS DEFORMACINĖS ZONOS TYRIMAI

3.1 Atsparumo smūgiui parametrai

Automobilio atsparumas smūgiui yra geras, kai patiriama nedaug žalos automobiliui ir keleiviams. Tam, kad būtų galima toliau nagrinėti deformacinės zonos atsparumą smūgiams, reikia žinoti atsparumo smūgiams parametrus. Atsparumas smūgiams nusakomas specifiniu energijos sugėrimu (SEA), sugertos energijos kiekiu (EA), vidutine smūgio jėga (MCF) ir smūgio apkrovos efektyvumu (CLE). 3.1 pav. pavaizduoti pagrindiniai atsparumo smūgiui parametrai. SEA parodo, kiek sugertos energijos tenka masės vienetui: [22]

$$SEA = \frac{EA}{M}; \quad (1)$$

čia M yra sugerėjo masė, kg;

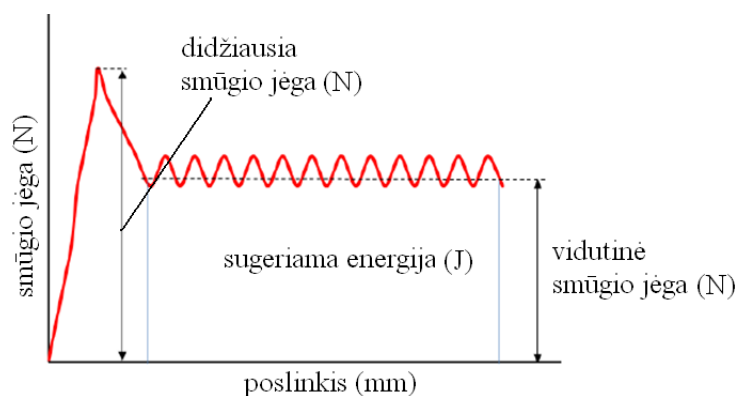
EA yra sugertas energijos kiekis, J.

Sugertos energijos kiekis apskaičiuojamas:

$$EA = \int_0^s F(x) dx; \quad (2)$$

čia s yra poslinkis, mm;

F yra susidūrimo jėga, N.



3.1 pav. Energijos sugėrimo parametrai [23]

Kuo didesnis SEA, tuo geresnis konstrukcijos gebėjimas sugerti energiją. Smūgio apkrovos efektyvumas (CLE) yra dar vienas energijos sugėrimą apibūdinantis rodiklis:

$$CLE = \frac{MCF}{MIF} \cdot 100\%; \quad (3)$$

čia MIF yra maksimali smūgio metu veikusi jėga, N;

MCF yra vidutinė smūgio jėga, J/mm, skaičiuojama:

$$MCF = \frac{EA}{s}; \quad (4)$$

Tiriant automobilių saugumą, labai svarbus parametras yra galvos sužeidimo kriterijus (HIC). Šis kriterijus, naudojamas susidūrimo metu vykstančio lėtėjimo dydžiui ir laikui matuoti. Šio kriterijaus reikšmės tiesiogiai taikyti žmogaus sužeidimo vertinimui negalima. Šis kriterijus skaičiuojamas: [24]

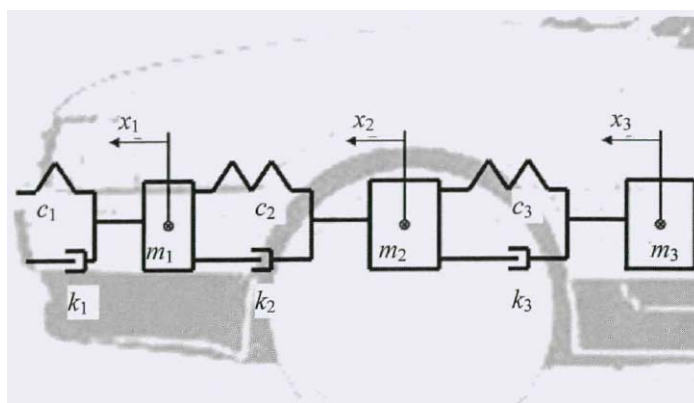
$$HIC = \left\{ \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a dt \right]^{2.5} (t_2 - t_1) \right\}; \quad (5)$$

čia t_1 ir t_2 apibrėžia laiko intervalą, kuriame pasiekama didžiausia HIC reikšmė, a yra pagreitis

Energijos sugėrimo proceso analizė yra labai sudėtinga ir priklauso nuo kelių parametru. Šiuo metu automobilių pramonės kompanijos, kurdamos naujus produktus remiasi baigtinių elementų analize. Šis metodas dabar labai plačiai taikomas, nes galimas detalus naujų produktų kompiuterinių modelių sudarymas, jų koregavimas projektavimo eigoje. Taikant baigtinių elementų metodą, nereikalingas didelis kiekis tikrų prototipų, nes prieš fizinį bandymą galima atlikti tūkstančius virtualių simuliacijų, taip sutaupant daug laiko ir pinigų. Šiuo metu jau yra nemažai programinės įrangos, kuria galima atlikti susidūrimo simuliacijas. LS-DYNA, PAMCRASH ir ABAQUS yra geriausiai žinomos programos, kuriomis atliekami tokie bandymai. [22]

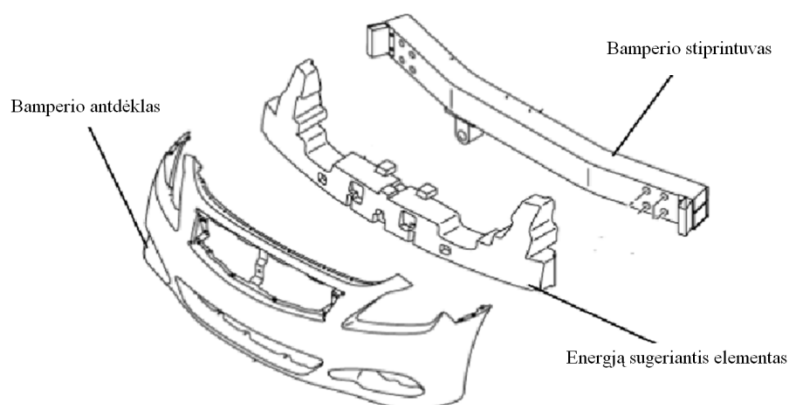
3.2 Bamperio sistemos ir pirmos deformacinės zonos tyrimai

Priekinė automobilio deformacinė zona laikoma sudaryta iš trijų dalių. Pirmoji zona yra tarp bamperio pradžios iki radiatorių, antroji - variklio skyriaus zona, nuo radiatorių iki variklio ir jo komponentų skyriaus galo, o trečioji tai automobilio kėbulo dalis nuo variklio skyriaus galo iki salono prietaisų skydo. Kiekvienai deformacinei zonai būdingi skirtingi atsparumo smūgiams parametrai. 3.2 pav. pavaizduotos deformacinių zonų masės m_i , kg, šių zonų standumas c_i , kN/m, slopinimo koeficientai k_i , kNs/m ir masių poslinkiai x_i , m [24].



3.2 pav. Priekinės deformacinės zonos suskirstymas [24]

Kaip jau minėta, pirmą priekinę automobilio deformacinę zoną yra nuo bamperio pradžios iki radiatorių, pagrindiniai šios zonos elementai yra bamperis ir energiją sugeriantys elementai (Crashbox) esantys lonžeronų priekyje. Dažniausiai bamperis (3.3 pav.) susideda iš keleto detalių, trys pagrindiniai elementai yra bamperio antdėklas, energiją sugeriantis tarpas ir bamperio stiprintuvas. Bamperio skydas dengia kitus automobilio komponentus, formuoja išvaizdą ir gerina automobilio aerodinamines savybes, jis neskirtas sugerti smūgio energiją. Energiją sugeriantis tarpas skirtas sugerti daliai smūgio kinetinės energijos, jis taip pat turi įtakos ir pėsčiųjų saugumui, jis dažniausiai minkštas, pagamintas iš putos ar plastiko. Energiją sugeriantis minkštas elementas, esantis prieš bamperio stiprintuvą daug įtakos automobilio atsparumui smūgiams nedaro, tačiau jis padeda prailginti lėtėjimo procesą taip sumažindamas lėtėjimo pagreičių reikšmes [24]. Bamperio stiprintuvas ir deformaciniai elementai sugeria kinetinę energiją stipresnio smūgio metu. Bamperio stiprintuvas turi būti atsparus lenkimui nestipraus smūgio metu [22].

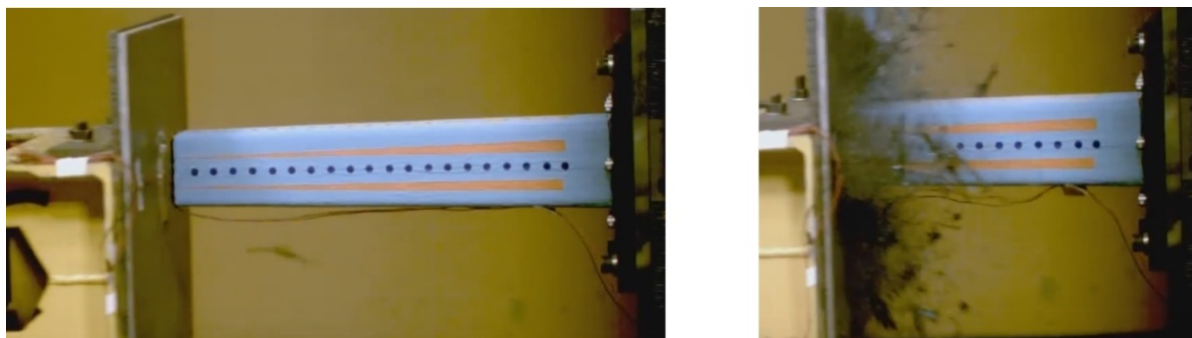


3.3 pav. Automobilio bamperio elementai [22]

Anksčiau didžioji dalis gaminamų automobilių turėjo iš plieno pagamintus bamperio stiprintuvus ir energiją sugeriančius elementus, vėliau pradėti gaminti ir aliumininiai, o visai neseniai pradėta galvoti ir apie kompozitinių medžiagų taikymą. Naudojant šias medžiagas galima sumažinti svorį, lengviau išgauti reikiamą profilį ir padidinti sugeriamos energijos kiekius. Pradėta galvoti ir apie

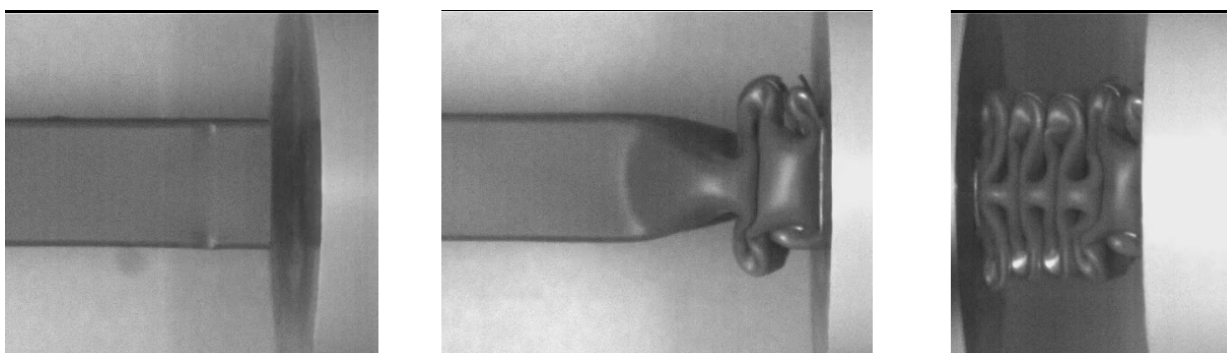
natūralaus pluošto kompozitus, nes jie taip pat pasižymi dideliu specifiniu stiprumu ir standumu, yra nedidelio tankumo ir lengviau perdirbami [22].

Tačiau tradicinių, plieninėms ar aliumininėms konstrukcijoms suprojektuotų geometrinės formos optimizavimo sprendimų, kompozitinių konstrukcijų geometrijai taikyti negalima. Kompozitinės medžiagos skirtingai elgiasi susidūrimo metu, todėl netinkamos šiai medžiagai geometrinės formos parinkimas gali įtakoti ypatingai didelį konstrukcijos susilpnėjimą ir prastus atsparumo smūgiui parametrus [25].



3.4 pav. Deformacinės zonos elemento iš kompozitinės medžiagos deformacija smūgio metu [26]

3.4 pav. parodo, kaip deformuojasi iš kompozitinių medžiagų pagamintas deformacinės zonos elementas, skirtingai nei plieninis elementas, kompozitinis nesideformuoja plastiškai, o trupa. Kitame 3.5 pav. pavaizduota, kaip deformuojasi iš plieno, aliuminio lydinio pagamintas deformacinės zonos elementas. Jis deformuojasi plastiškai ir formuoja raukšles iki pat galo. Šiuo atveju vaizduojama elemento deformacija vyko tinkamu scenarijumi, tačiau ilgesniems elementams išliekama klupdymo tikimybė, kai vienoje vietoje konstrukcija klumpa ir įvyksta labai didelis visos konstrukcijos susilpnėjimas.



3.5 pav. Plieno, aliuminio bandinio deformacija smūgio metu [27]

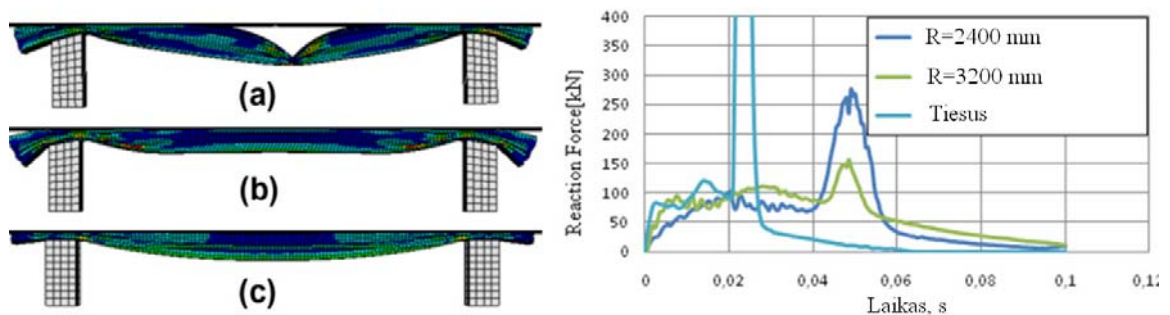
Deformacinių zonų elementai gali būti užpildyti įvairiais užpildais, pavyzdžiui aliuminio puta. Yra atlikta bandymų, kuriuose palyginta paprastų ir elementų su skirtingais užpildais elgesys, veikiant kvazistatinei apkrovai. Bandymams buvo parinkti cilindro ir stačiakampio profilio formos vamzdžiai.

Kaip matyti iš 3.6 pav., bandinys užpildytas aliuminio korėtu užpildu, deformavosi kiek kitaip, jo sienelėje susiformavo daugiau skilčių ir jos yra toliau nuo vamzdžio profilio centro [28].



3.6 pav. Deformacinės zonos (a) ir deformacinės zonos su užpildu (b) elementų deformacijos [28]

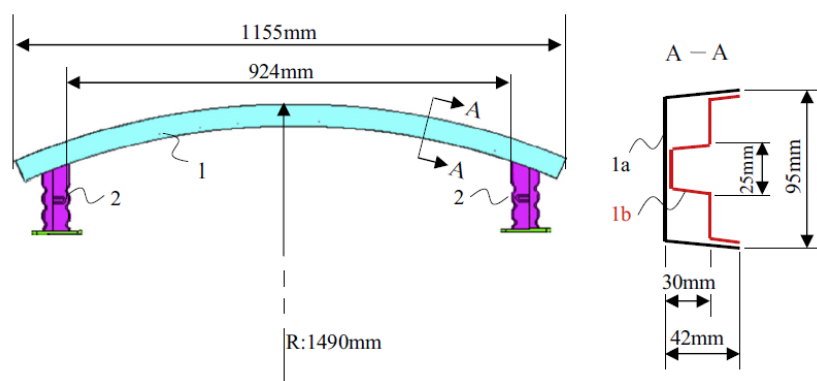
Bamperio stiprintuvo atsparumo smūgiui savybes gali įtakoti ir jo išlenkimas. Daugumoje šiuo metu gaminamų automobilių, bamperio stiprintuvai yra išlenkti, bet netinkamai parinktas lenkimo spindulys gali turėti įtakos smūgio metu veikiančioms jėgoms. 3.7 pav. pavaizduoti trys bamperio stiprintuvai, pirmasis (a) lenktas 3200 mm spinduliu, antras (b) – 2400 mm, o trečias (c) tiesus. Kaip matyti iš paveikslo, jie skirtingai deformavosi ir sugėrė energiją. Didesnio lenkimo spindulio stiprintuve susiformavo koncentruotas susilpnėjimas ir didžiausia gauta jėga mažesnė nei kitų variantų. Mažiau lenktas ir tiesus bamperio stiprintuvai barjerą veikė didesne jėga, tačiau jie nesilpnėjo viduryje. Taip yra dėl to, kad smūgio metu mažai lenktas ar tiesus elementas turi didesnę kontaktinį plotą su barjeru [25].



3.7 pav. Skirtingo išlenkimo bamperių smūgio bandymo rezultatai [25]

Susilpnėjimo zonos bamperio stiprintuve galima išvengti pripildant jį tam tikro tankumo užpildu. Kaip aprašyta anksčiau nagrinėtame straipsnyje, susilpnėjimo galima išvengti tinkamai parinkus jo lenkimo spindulį, tačiau tuščiaviduriai bamperio stiprintuvai vis tiek turi savybę silpnėti tam tikroje vietoje. Dėl stipriai koncentruotos lenkimo deformacijos tokia vieta, bamperio atsparumas stipriai sumažėja. Pripildomųjų medžiagų panaudojimas plonasienio profilio konstrukcijoms, atrodo gerai tinkama priemonė, padidinanti elemento standumą ir sumažinanti lenkimo deformacijas silpname

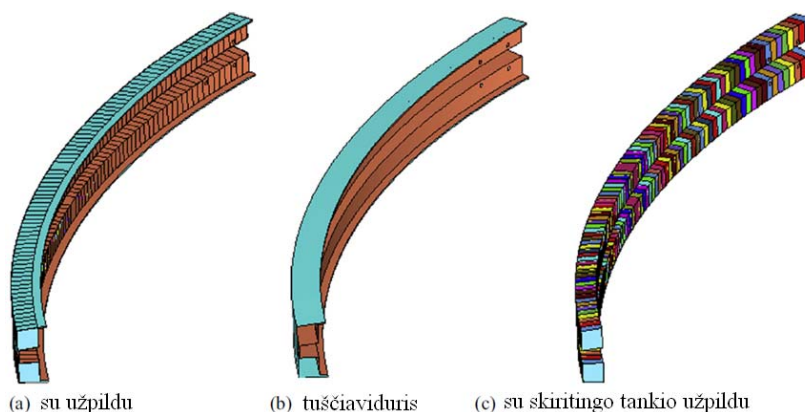
taške. Atsižvelgiant į tai, korėti, lengvų metalų užpildai yra geras bamperio stiprintuvo intarpas dėl savo didelio standumo, galimo didelio energijos kiekio sugėrimo ir paprasto pagaminimo. Nagrinėjamame straipsnyje tiriamas sumodeliuotas bamperio stiprintuvas, pripildytas tam tikrų savybių užpildais. Tokio bamperio stiprintuvo savybės tirtos atliekant priekinius smūgius į visiškai standžią sieną ir deformuojamą barjerą, persidengiantį ne visu automobilio priekiu. Tyrime aiškinamasi, kokią įtaką smūgio atsparumui turi užpildo tankis, stiprintuvo sienelės storis, taip pat atlikta stiprintuvo optimizacija ir palyginta su įprastiniu bamperiu. Bandymui paruoštas geometrinis modelis sudarytas iš tuščiavidurio bamperio stiprintuvo ir prijungtų lonžeronų priekinių deformacinių zonų (Crashbox), kaip parodyta 3.8 pav. Bamperio stiprintuvas sudarytas iš išorinės sienelės (1a) 1.2 mm storio ir vidinės sienelės (1b) 1.0 mm storio. Lonžeronų priekinių dalių (CrashBox) sienelių storiai yra 1.6 mm [29].



3.8 pav. Geometrinis bamperio stiprintuvo modelis [29]

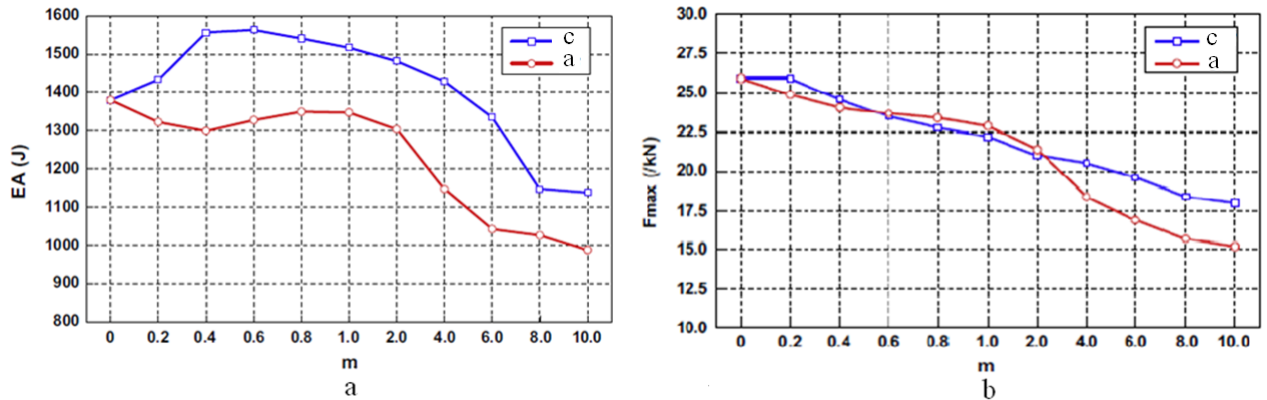
Baigtinių elementų modelis paruoštas darbui su LS-DYNA. Priskirta medžiaga bamperio stiprintuvui - plienas, kurio tankumas $\rho = 7.8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$, tamprumo modulis $E = 210 \text{ GPa}$, Puasono koeficientas $\nu = 0.3$, takumo riba $\sigma_{y0} = 443 \text{ MPa}$ [29].

Tiriami tuščias, užpildytas ir užpildytas skirtingo tankio, skirtingose vietose bamperio stiprintuvai (3.9 pav.)



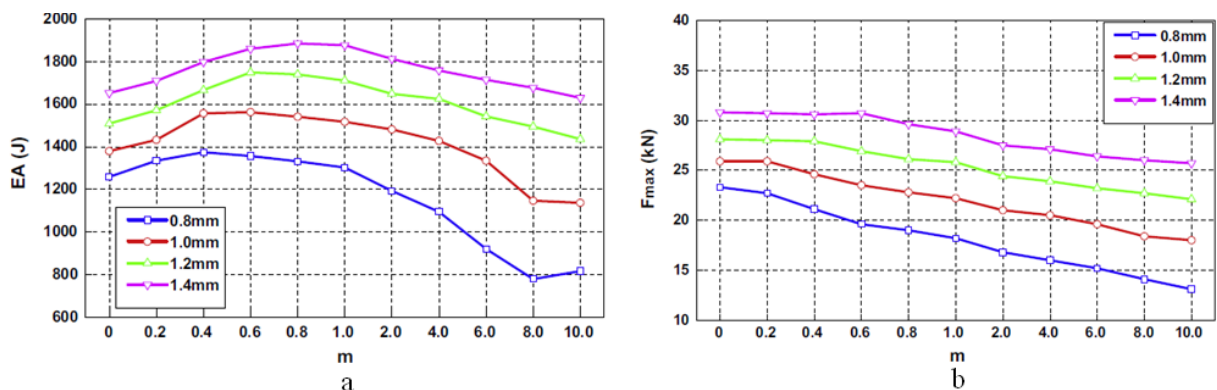
3.9 pav. Tuščiaviduris (a) ir užpildyti (b) ir (c) bamperio stiprintuvai [29]

Atlikus bandymus gauti atsparumo smūgiui parametrai (sugeriamos energijos kiekis, didžiausia veikianti jėga), priklausantys nuo užpildo tankumo ρ , užpildo tankumo gradiento m , stiprintuvo sienelės storio t . Gauti rezultatai pateikti 3.10 pav. grafikuose. Kaip matyti iš gautų kreivių, skirtingo tankio užpildu pripildyto stiprintuvo sugeriami energijos kiekiai didesni, nei užpildyto vienodo tankumo užpildu. Maksimali veikianti jėga panaši, tačiau nuo tam tikros m reikšmės, maksimali veikianti jėga kiek didesnė. [29]



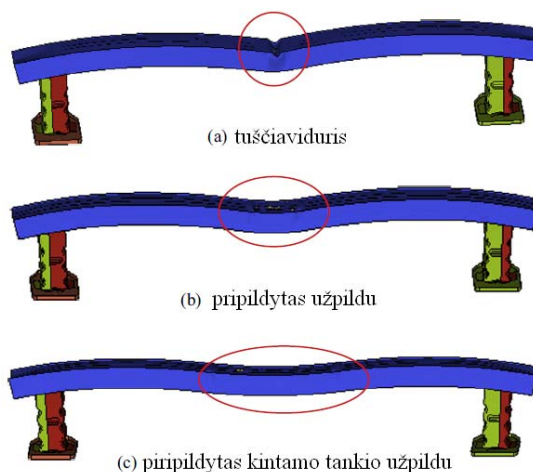
3.10 pav. Skirtingo užpildymo įtaka sugeriamos energijos kiekiui (a) ir smūgio metu veikiančiai jėgai (b) [29]

Toliau tirta bamperio stiprintuvo sienelės storio įtaka energijos sugėrimui ir smūgio metu veikiančiai jėgai. Tyrime bandytas bamperis užpildytas kintamo tankio užpildu, tačiau keturių skirtingų sienelių storių (0.8 mm, 1.0 mm, 1.2 mm, 1.4 mm). 3.11 pav. matyti, kaip skirtingų sienelės storių bamperio stiprintuvai sugeria energiją. Daugiausiai energijos sugeria stiprintuvas su didžiausiu sienelės storium, ir atitinkamai išsidėsto kitų sienelės storių kreivės, tačiau kuo didesnis sienelės storis, tuo didesnės smūgio metu veikiančios jėgos.



3.11 pav. Sienelės storio įtaka sugeriamos energijos kiekiui (a) ir smūgio metu veikiančiai jėgai (b) [29]

Palyginimui 3.12 pav. parodyta, kaip deformuojasi tuščiaviduris ir užpildyti bamperiai. Bamperio stiprintuvo užpildymas padeda išvengti susilpnėjimo formavimosi stiprintuvo viduryje.

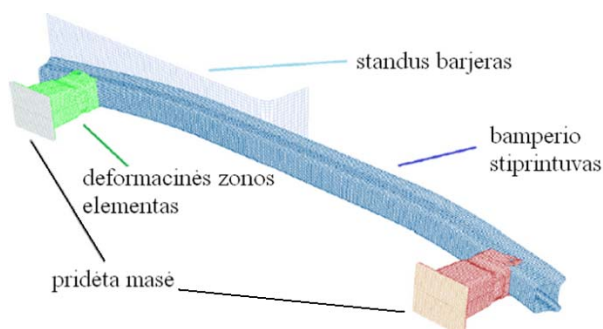


3.12 pav. Skirtingų bamperio stiprintuvų deformacijos [29]

Gali būti labai daug skirtingų smūgio scenarijų į automobilio priekį, tačiau juos galima suskirstyti į tris pagrindines grupes: pilnas priekinis susidūrimas, susidūrimas persidengiant tam tikra priekio dalimi ir susidūrimas su stulpu. Daugiausiai susidūrimų automobilio priekiu įvyksta su tam tikru persidengimu, patiriama žala priklauso nuo persidengimo ploto [30].

Analizuojamame straipsnyje aprašomas 40 % persidengimo priekinio smūgio bandymas, kaip ir saugumo organizacijos EuroNCAP standartiniame bandyme. Nagrinėjamo straipsnio pagrindinis tikslas yra sukurti tinkamiausią metodologiją priekinio, tuščiaavidurio bamperio stiprintuvo optimalios formos parinkimui, tam, kad būtų pasiektos geriausios atsparumo smūgiui savybės EuroNCAP bandymų sąlygomis [30].

EuroNCAP organizacija naudoja barjerą, kuris deformuojasi dėka korio tipo struktūros, pagamintos iš aliuminio. Taip daroma tam, kad būtų labiau imituojamos realybės sąlygos. Šiame straipsnyje nagrinėjamoje situacijoje barjeras laikomas visiškai standus. Susidūrimo greitis nustatytas 64 km/h, lonžeronų deformacinės zonos gali judėti tik tiesiai. Bandant bamperio konstrukciją, tiriamos tik pirmosios 8 ms susidūrimo, nes vėliau bamperio stiprintuvo deformacijos jam susispaudus staigiai sumažėja, padidėja standumas ir smūgio jėga persiduoda į kitus automobilio elementus. Kad būtų palengvintas simuliacijos procesas, sudarytas tik bamperio stiprintuvo ir lonžeronų priekinių deformacinių zonų (CrashBox) modelis (3.13 pav.) [30].



3.13 pav. Bamperio stiprintuvo ir lonžeronų priekinių deformacinių zonų bandymo schema [30]

Automobilio masė pridėta prie lonžeronų deformacinių zonų. Formos optimizavimo procesas vykdytas ABAQUS Python scenarijumi. Optimizavimo tikslo funkcija 6 formulėje.

$$f_{obj} = \frac{w_1}{n_1} \int_0^{t_f} \int \int \int_V \sigma_{ij} \epsilon_{ij} dV dt - \frac{w_2}{n_2} \sqrt{\frac{\int \int \int_V (\epsilon - \bar{\epsilon})^2 dV}{V}} + P; \quad (6)$$

čia V yra bamperio stiprintuvo tūris;

ϵ - ekvivalentinė deformacijos reikšmė;

$\bar{\epsilon}$ – maksimali deformacijos reikšmė;

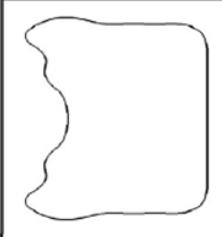
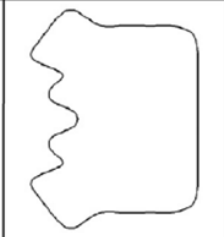
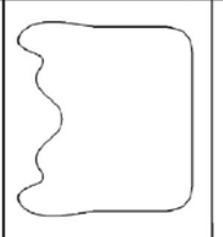
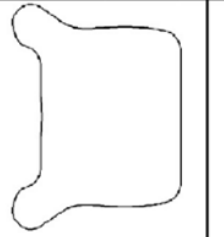
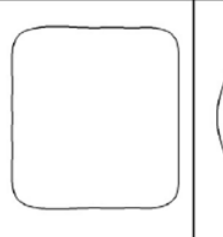
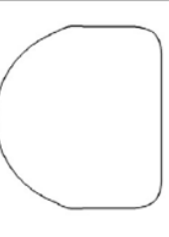
t_f – simuliacijos laikas;

w_i – svorio koeficientai;

n_i – normalizavimo konstantos;

P – baudinio funkcija.

Optimizavimo programa gauti 6 skirtingi profiliai (3.14 pav.), su geriausiais rezultatais (1 lentelė). Optimalios formos stiprintuvas, kuris gali sugerti daugiausiai energijos, gautas naudojant $w_1 = 1$ ir $w_2 = 0$ (svorio koeficientus), t.y. įvertinant tik pirmąją tikslo funkcijos sąlygą. Jeigu optimizuojama vertinant tik antrąją sąlygą $w_1 = 0$ ir $w_2 = 1$, t.y. minimizuojant deformacijas, algoritmas suformuoja gilesnius išsikišimus tam, kad būtų gautos labiau tolygios deformacijos, tačiau šio tipo profilis prasčiau sugeria susidūrimo energiją. Kai abi sąlygos yra įvertinamos $w_1 = 0,8$ ir $w_2 = 0,2$, gaunamas tarpinis profilio formos variantas [30].

optimizuoti profiliai			palyginamieji profiliai		
$w_1=1, w_2=0$	$w_1=0, w_2=1$	$w_1=0.8, w_2=0.2$	šio metu naudojamas	staciakampis	kupolo formos
					

3.14 pav. Atrinkti bamperio stiprintuvo profiliai [30]

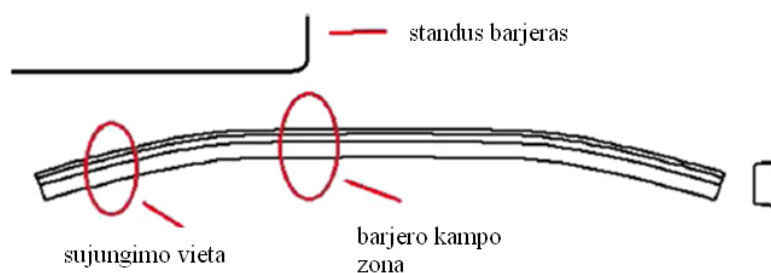
3.14 pav. pavaizduotų profilių rezultatai (sugerta energija, masė, specifinė energija, didžiausia jėga ir kt.) pateikti 1.4 lentelėje.

1.4 lentelė. Skirtingos formos bamperių rezultatų palyginimas [30]

	Sugerta energija (J)	Masė (kg)	Specifinė energija (J/kg)	Didžiausia jėga (kN)
$w1 = 1$ ir $w2 = 0$	3441,9	1,88	1830,8	76,2
$w1 = 0$ ir $w2 = 1$	2209,4	1,97	1121,5	82,9
$w1 = 0,8$ ir $w2 = 0,2$	3418,2	1,91	1789,6	79,6
Šiuo metu naudojamas	3215,3	2,03	1583,9	88,0
Stačiakampis	3165,0	1,79	1768,2	76,2
Kupolo formos	2581,6	1,63	1583,8	86,0

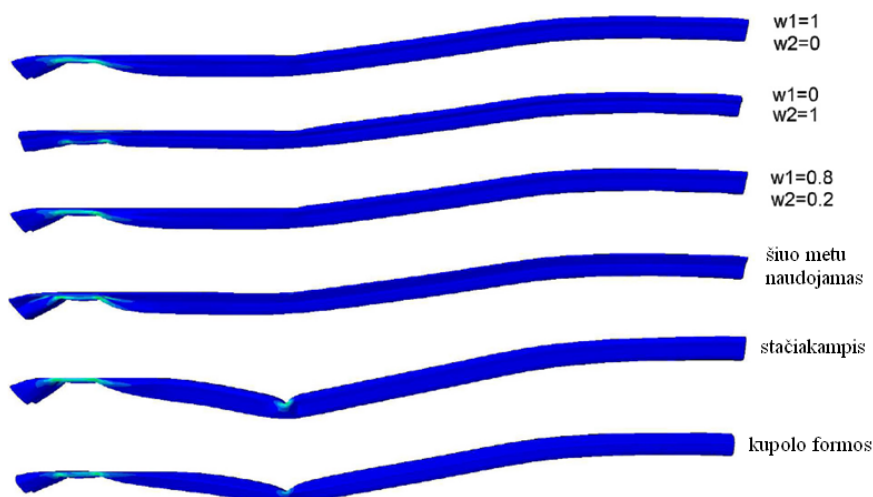
Patikrinus palyginamuosius bamperio stiprintuvus (šiuo metu naudojamas, stačiakampio formos, kupolo formos), nustatyta, kad jie gali sugerti mažesnius energijos kiekius nei optimizuoto profilio stiprintuvai.

Bamperio stiprintuve yra dvi kritinės vietos, pirmoji yra toje vietoje, kur stiprintuvas sujungtas su lonžerono priekine dalimi (Crashbox), antroji ties standžios sienos kampu, kaip pavaizduota 3.15 pav. [30].



3.15 pav. Bamperio stiprintuvo kritinės vietos [30]

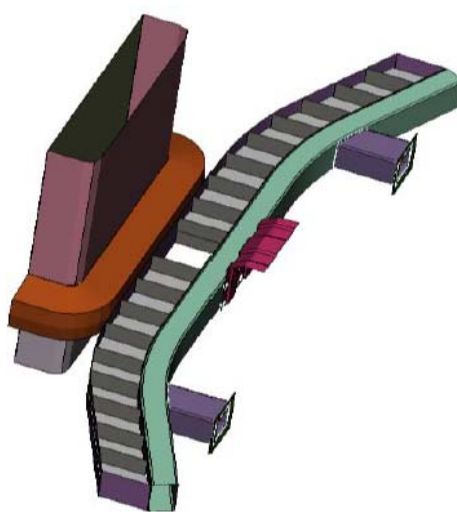
Silpnesni bamperio stiprintuvai smūgio metu taip pat ir lenkiami. Lenkimo zona pradeda formuotis beveik iškart, kai automobilis paliečia barjerą ir susiformuoja antroje kritinėje vietoje ties barjero kampu [30].



3.16 pav. Skirtingų profilių bamperio stiprintuvų deformacijos [30]

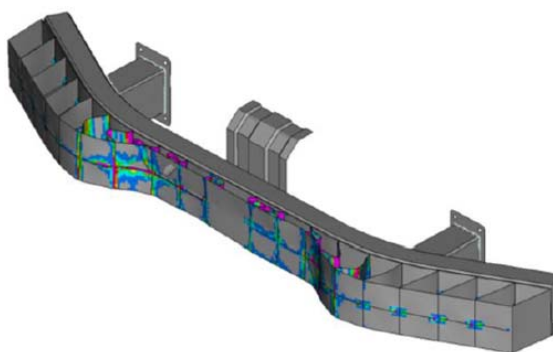
Tai labiau pasireiškia mažesnio standumo stiprintuvuose – stačiakampio, kupolo formos stiprintuvuose. Kaip matyti iš 3.16 pav., optimizuoto profilio stiprintuvuose lenkimo zona beveik nesiformuoja.

Nedidelių greičių susidūrimams daug įtakos turi prieš bamperio stiprintuvą esantis energiją sugeriantis elementas. Jo standumas turi būti mažesnis nei pačio bamperio stiprintuvo ir už jo esančių deformacinių elementų (CrashBox). 3.17 pav. parodytas bandymas, kurio metu atlikta bamperio su energiją sugeriančiu elementu simuliacija. Elementas yra 100 mm ilgio išilgine smūgiui kryptimi, išorinės sienelės yra 3 mm, o vidinės 2.5 mm storio. Taip pat bamperio stiprintuvo viduryje pritvirtintas stiprinantis elementas [31].



3.17 pav. Bamperis su papildomu energiją sugeriančiu elementu [31]

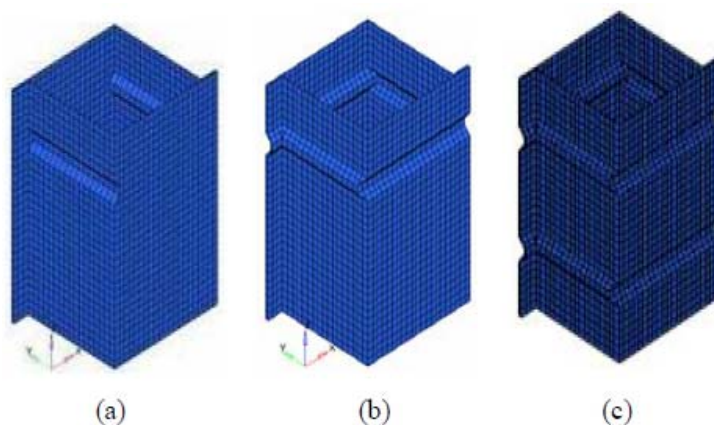
3.18 pav. pateiktame paveiksle matyti, kad visą energiją sugėrė papildomas elementas, bamperio stiprintuvas su deformacinėmis zonomis liko neapgadinti [31].



3.18 pav. Atnaujinto bamperio deformacijos [31]

Deformacinės zonos elementas turi sugerti kuo daugiau energijos ir deformuotis nuosekliai, projektavimo metu užprogramuota tvarka. Šiame straipsnyje nagrinėjama, kokią įtaką turi pridėti geometriniai pakeitimai deformacinės zonos atsparumo smūgiui parametrams. Bandymui parinktas

120 mm ilgio ir 1.65 mm sienelės storio tuščiaviduris stačiakampio (70x48,4 mm) profilio vamzdis. Visų bandinių medžiaga vienoda, jos savybės: $\sigma_y = 430$ MPa, $\rho = 7,85 \cdot 10^{-6}$ kg/mm², $\nu = 0,3$, $E = 210$ GPa. Tirti keturi variantai: kai vamzdis neturi geometrinių pakeitimų, kai turi įrėžimus dvejose sienelėse 3.19 pav. (a), kai turi įrėžimus keturiose sienelėse (b), ir kai turi įrėžimus keturiose sienelėse dvejose vietose (c). Deformacinės zonos elementai 7,15 km/h greičiu susiduria su standžia kliūtimi. [32]



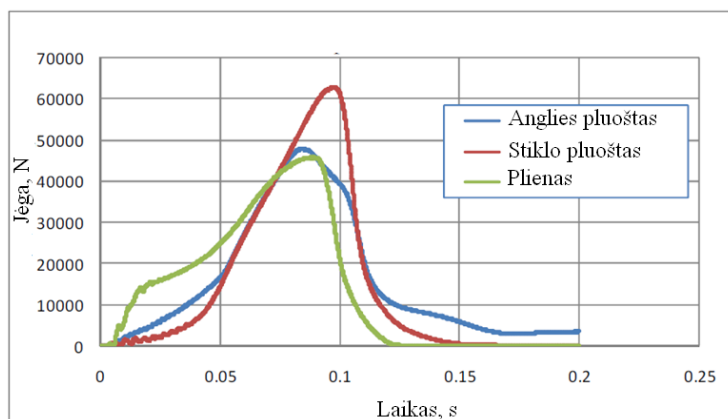
3.19 pav. Deformacinės zonos (Crashbox) su geometriniais pakeitimais [32]

Rezultatai (1.5 lentelė) rodo, kad geometriniai pakeitimai turi įtakos maksimaliai veikiančiai jėgai. Šiuo atveju veikianti apkrova mažesnė, kai deformacinis elementas turi kuo daugiau susilpnintų vietų. Tačiau reikia nepamiršti, kad susilpninimai mažina elemento standumą, todėl reikėtų atkreipti dėmesį ir į sugeriamos energijos kiekį. [32]

1.5. lentelė. Skirtingų konfigūracijų priekines lonžeronų dalis veikianti jėga [32]

	Didžiausia jėga (kN)	Didžiausios apkrovos sumažėjimas (%)
Be susilpninimo	371,45 kN	-
(a) atvejis	267,59 kN	28 %
(b) atvejis	199,35 kN	46 %
(c) atvejis	154,67 kN	58 %

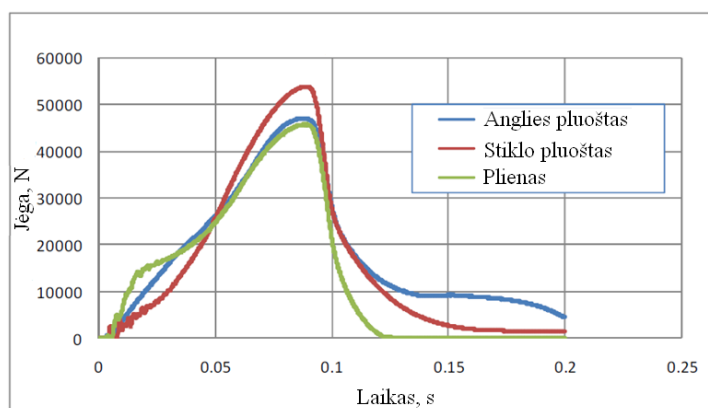
Skirtingų medžiagų panaudojimo bamperio stiprintuvui tyrime buvo pasirinktas Fiat 500 priekinis bamperio stiprintuvas. Bamperio stiprintuvo medelis sukurtas pagal tikrą automobilio detalę, siekiant kuo tiksliau atkurti detalės matmenis. Tyrimui pasirinktos dvi palyginimo metodikos, viena kai detalių matmenys ir sienelės storis vienodi, o kita, kai matmenys ir sienelės storis gali skirtis, bet turi būti vienodas detalių standumas lenkimui. Susidūrimo bandymas vykdytas pagal NHTSA nedidelio greičio susidūrimo bandymo metodiką (susidūrimo greitis 4 km/h, visu automobilio pločiu į nedeformuojamą barjerą). Bandyme naudotas plieninis, anglies pluoštu stiprintas polimerinis ir 30 % stiklo pluošto poliamidinis bamperio stiprintuvas. [33]



3.20 pav. Vienodo sienelės storio (2mm) bamperio stiprintuvų jėgos – laiko kreivės [33]

Kaip matyti iš 3.20 pav., plieninio bamperio stiprintuvo reakcijos jėga smūgio metu didėja kiek staigiau pirmomis smūgio akimirkomis, vėliau kyla tolygiai iki didžiausios reikšmės, o didžiausia jėgos reikšmė mažesnė nei kitų medžiagų bamperio stiprintuvų. Susidūrimo pradžioje plieninis bamperio stiprintuvas sukelia didesnę reakcijos jėgą, tai reiškia, kad jo standumas didesnis susidūrimo pradžioje, o maždaug po 20 ms konstrukcija susilpnėja dėl didelių plastinių deformacijų. Dėl didelių deformacijų smūgio jėga gali persiduoti kitiems energiją sugeriantiems elementams. [33]

Toliau palygintos vienodo standumo, tačiau skirtingų medžiagų bamperio stiprintuvų savybės. Tam, kad būtų pasiektas vienodas standumas, pakeistas kompozitinių stiprintuvų sienelės storis. Plieninio stiprintuvo sienelės storis 2mm, anglies pluoštu stiprinto polimerinio – 3.2 mm, o 30 % stiklo pluošto poliamidinio - 5.45 mm. [33]

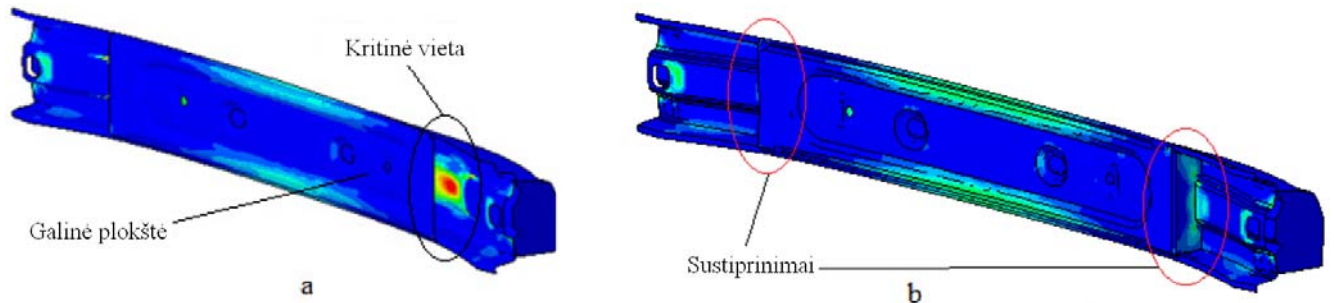


3.21 pav. Vienodo standumo bamperio stiprintuvų jėgos – laiko kreivės [33]

Kaip matyti iš gautų kreivių (3.21 pav.), kompozitinių bamperio stiprintuvų didžiausios smūgio jėgos gautos mažesnės, nei mažesnio sienelės storio bandymuose. Taip pat jėgos didėjimas kiek tolygesnis ir panašesnis į plieninio stiprintuvo [33].

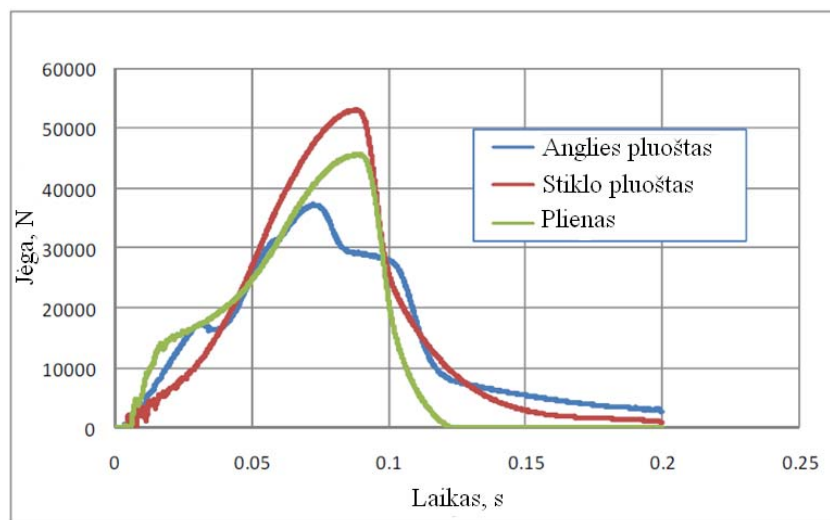
Kad būtų pagerintos kompozitinio bamperio stiprintuvo atsparumo smūgiui savybės, buvo paanalizuotas apkrovų pasiskirstymas ir deformacijos pradiniu susidūrimo momentu. Paaikškėjo, kad

labai dideli įtempiai ir deformacijos susikoncentravo keliuose taškuose, bamperio stiprintuvo galinėje dalyje netoli tvirtinimo prie deformacinių elementų (CrashBox). Šios vietos buvo sustiprintos ir bandymas pakartotas su vienodo standumo bamperio stiprintuvais, kritinė vieta ir sustiprinimas pavaizduoti 3.22 pav. [33].



3.22 pav. Bamperio stiprintuvo kritinė vieta (a) ir sustiprinimai (b) [33]

Atlikti pakeitimai sumažino anglies pluoštu stiprinto polimerinio bamperio stiprintuvo didžiausią veikiančią jėgą 20.3%, (3.23 pav.).



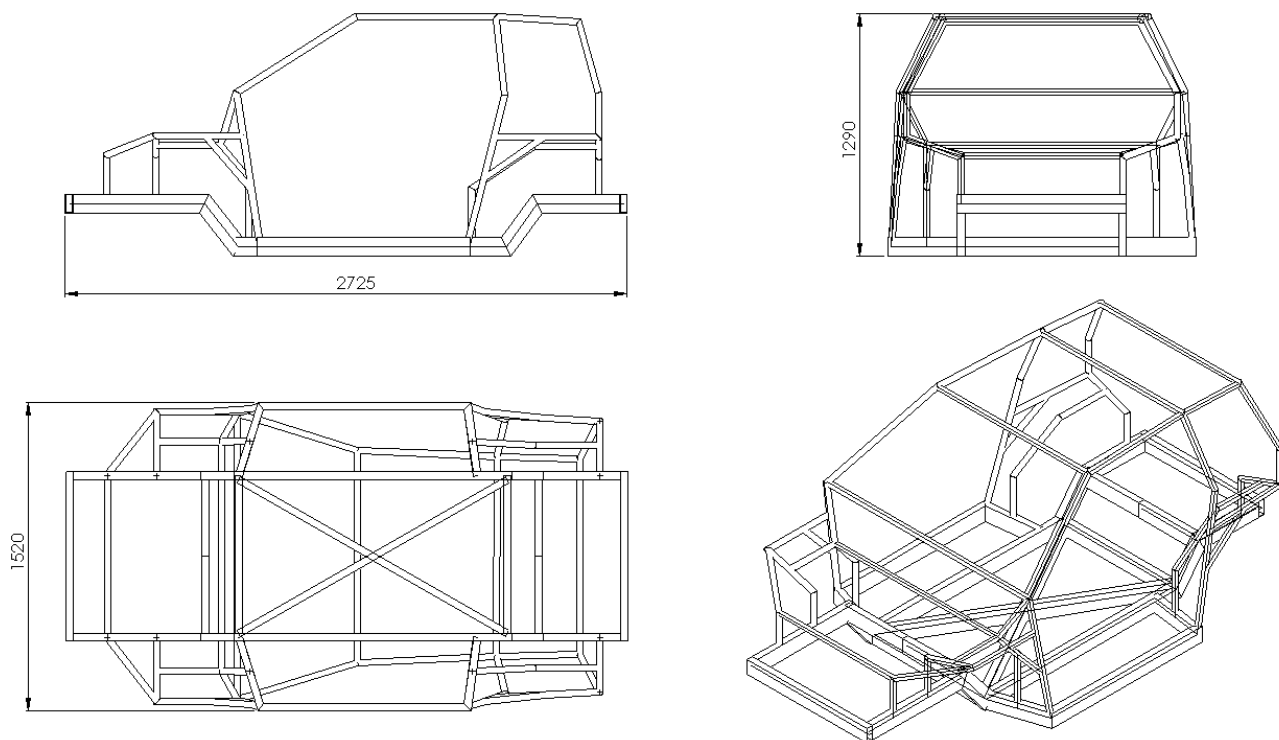
3.23 pav. Vienodo standumo bamperio stiprintuvų jėgos – laiko kreivės (su sustiprinimu) [33]

Tačiau kaip matyti iš 3.23 pav., kitų medžiagų (stiklo pluošto, plieno) didžiausia barjerą veikianti jėga beveik nepakito, todėl galima daryti išvadą, kad geometriniai pakeitimai detalėje turėtų būti pritaikomi pagal detalės medžiagą [33].

4. MIESTO TIPO AUTOMOBILIO PRIEKINĖS DEFORMACINĖS ZONOS TYRIMAS

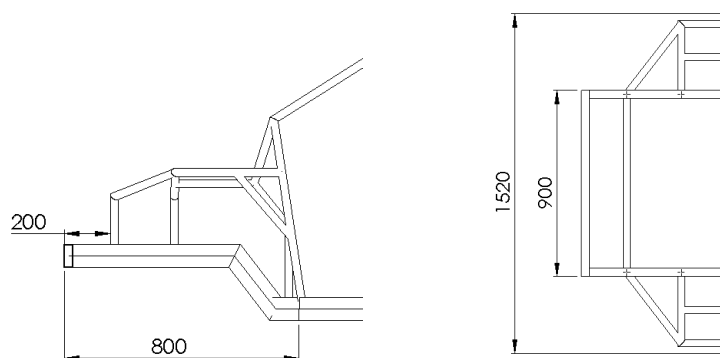
4.1 Tyrimo objektas ir bandymo tvarkos aprašas

Tiriant miesto tipo automobilio priekinę deformacinę zoną reikia atsižvelgti į automobilio gabaritus, masę. Pirmame skyriuje trumpai apžvelgti miesto tipo automobiliai, jų matmenys. Kadangi tokio tipo automobiliai yra nedidelio ilgio (~ 3 m), ilgoms deformacinėms zonoms vietos nelieka. Šioje zonoje yra bamperio stiprintuvas, lonžerono priekinės dalys (CrashBox), likusios lonžerono dalys sparno stiprintuvai, priekinis panelis ir važiuoklės rėmas. Pagal apžvelgtus miesto tipo automobilių gabaritus, buvo sudaryta miesto tipo automobilio rėmo schema, kurio gabaritiniai matmenys ir vaizdas pateikti 4.1 pav.



4.1 pav. Miesto tipo automobilio rėmo schema

Miesto tipo automobilių priekis negali būti ilgas, todėl sudaryto rėmo priekis yra 800 mm ilgio (4.2 pav.), o pirmą deformacinę zoną (bamperis, lonžeronų priekinės dalys) turėtų užimti maždaug 200 mm automobilio ilgyje. Pagal šiuos parametrus bus sudarytos skirtingos deformacinių elementų formos ir tiriama, kuris variantas yra tinkamiausias. Automobilio, pagal kurio rėmą sudaromos deformacinių elementų formos svarbiausi duomenys pateikti 1.13 lentelėje.



4.2 pav. Priekinės pirmos deformacinės zonos geometriniai parametrai

Automobilio, pagal kurio rėmą sudaromos deformacinių elementų formos svarbiausi duomenys pateikti 1.6 lentelėje. Duomenys parinkti apytiksliai, o masės centro koordinatės apskaičiuotos naudojantis automobilių masės centro koordinatžių skaičiuokle.

1.6 lentelė. Tiriama miesto tipo automobilio pagrindiniai gabaritiniai duomenys

Masė (kg)	700
Ilgis (mm)	3000
Plotis (mm)	1520
Aukštis (mm)	1500
Bazė (mm)	2200
Masės centras X_c (mm)	1270
Masės centras Z_c (mm)	446
Masės centras Y_c (mm)	750

Tyrimė bus aiškinamasi kokią įtaką atsparumo smūgiui parametrams gali turėti skirtingų medžiagų ir geometrinių formų panaudojimas pirmos deformacinės zonos elementams.

Sudaryti modeliai bus patikrinami atliekant susidūrimo bandymus pagal saugumo organizacijos EuroNCAP priekinio susidūrimo metodiką, t.y., kai susidūrimas vyksta su deformuojamu barjeru, persidengiančiu su automobilio priekiu 40 %. Numatytas susidūrimo greitis 64 km/h, kaip nurodyta EuroNCAP metodikoje.

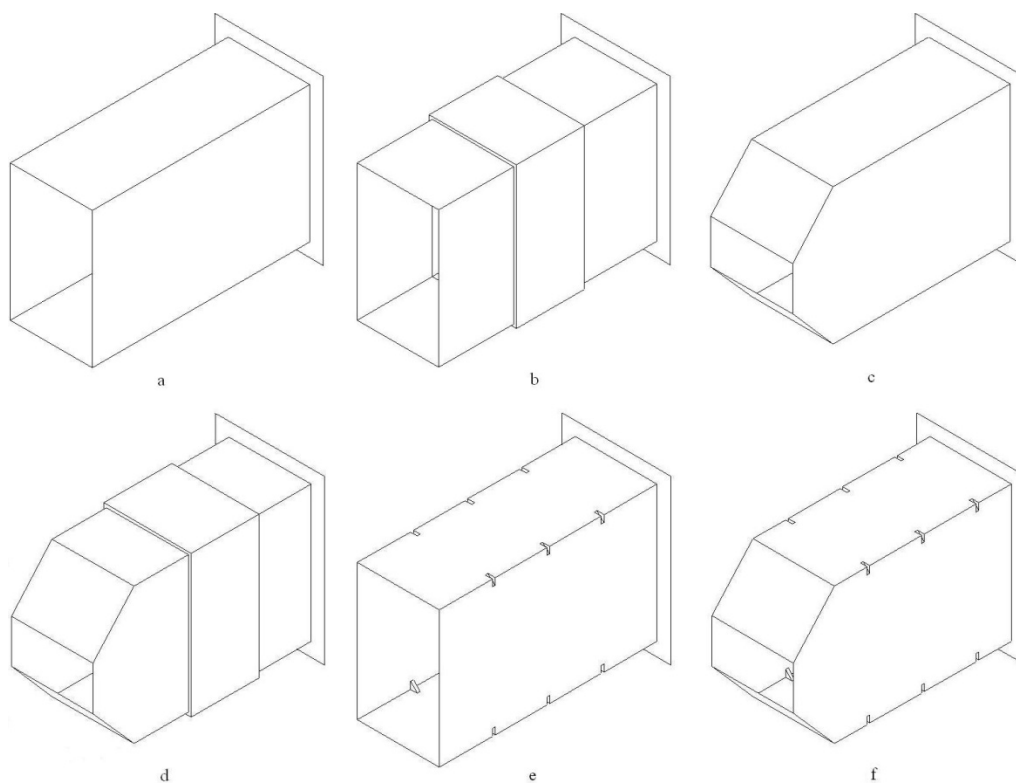
Susidūrimo užduotis bus vykdoma baigtinių elementų metodu pagrįsta LS-DYNA programine įranga, sugebančia spręsti per labai nedidelį laiko tarpą įvykstančius pasikeitimus konstrukcijoje, veikiant ją dinamine apkrova. LS-DYNA yra viena universaliausių ir sugebanti spręsti įvairiausias problemas, todėl plačiai naudojama automobilių, aeronautikos, gamybos, statybos, karinėse pramonėse. Susidūrimo uždaviniai sprendžiami išreikštinio metodo analize, šiai analizei galima naudoti tiesinius ir netiesinius uždavinių modelius. Neišreikštinio metodo analize, skirtingai nei išreikštinio, galima spręsti ilgiau trunkančius uždavinius. Sprendžiant uždavinį išreikštinio (explicit)

metodu sprendžiama dinaminė lygtis – apskaičiuojami smūginės apkrovos sukelti pagreičiai, toliau integruojant pagreičius apskaičiuojami greičiai, o integruojant greičius – poslinkiai. Visi kintamieji (apkrova, pagreičiai, greičiai, poslinkiai) priklauso nuo laiko, kuris tokiuose uždaviniuose paprastai trunka sekundės dalį. Laikas tokiame uždavinyje yra realus, (skirtingai nuo kvazistatinių netiesinių uždavinių) ir leidžia tikroviškai imituoti įvykį. Uždavinys sprendžiamas nustatčius pradines sąlygas ir didinant laiką prieaugiais. Iteracinio priartėjimo prie jėgų pusiausvyros nėra, todėl labai svarbu, kad laiko žingsnis būtų pakankamai mažas. Jis turi būti parenkamas atsižvelgiant į mažiausio modelyje esančio baigtinio elemento matmenis ir deformacinės bangos sklidimo medžiagoje greitį [34].

Tiriamų modelių geometrija paruošta programa SolidWorks. Uždavinio sąlygoms apibrėžti, modelio baigtinių elementų tinkleliui sudaryti naudota LS-PrePost programa, o pats uždavinys sprendžiamas LS-DYNA.

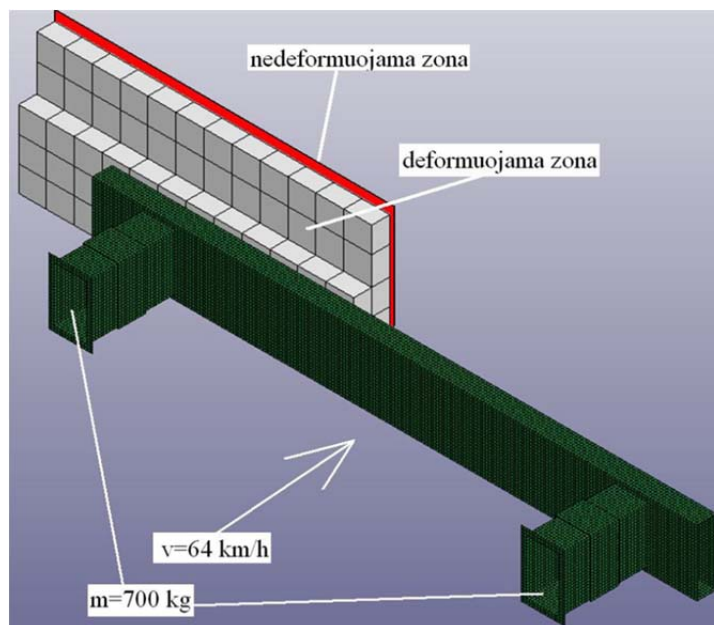
4.2 Tiriami deformacinės zonos elementai

Pagal 4.1 skyriuje aprašytus miesto tipo automobilio rėmo deformacinės zonos matmenis ir 2.1 skyriuje nagrinėtus geometrinius pakeitimus lonžeronuose, sudarytos priekinių lonžeronų dalių schemas 4.3 pav. Visų deformacinės zonos elementų (Crashbox) matmenys tokie patys (60x100x160), jie skiriasi tik geometriniais pakeitimais – susiaurėjimais priekyje, išplatėjimais viduryje įkirpimais kampuose.



4.3 pav. Lonžeronų priekinės dalys (CrashBox)

Lonžeronų priekinės dalys sujungtos su bamperio stiprintuvu, kuris yra paprastos geometrinės formos (35x120x1100) vamzdis. Surinkta lonžeronų priekinių dalių (b) ir bamperio stiprintuvo konstrukcija (sienelės storis 2 mm), su sudarytu baigtinių elementų tinkleliu ir paruošta smūgiui į barjerą pavaizduota 4.4 pav. Lonžeronų galuose pridėta automobilio masė, kuri priimama 700 kg.

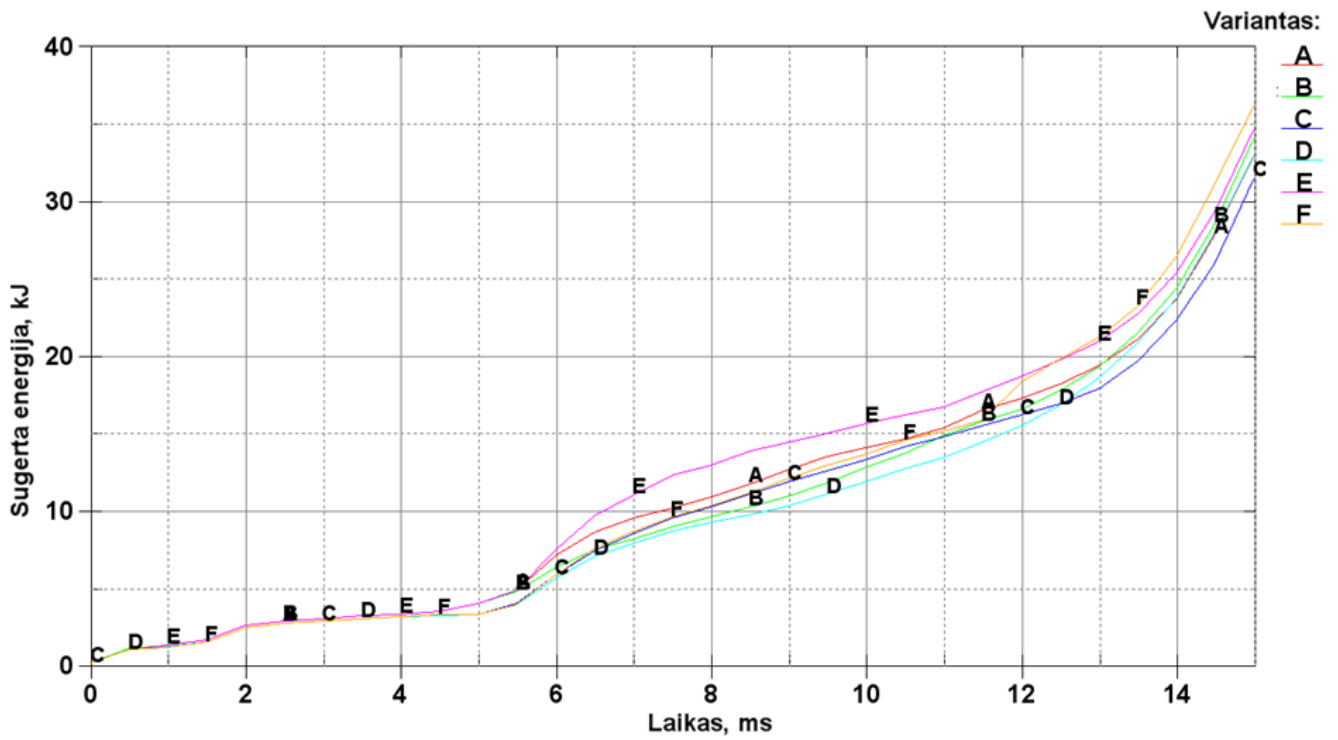


4.4 pav. Lonžeronų priekinės dalys sujungtos su bamperio stiprintuvu

Kaip jau minėta, lonžeronų priekinių dalių ir bamperio stiprintuvo matmenys parinkti turimam miesto tipo automobilio rėmui. Kadangi automobilis skirtas miestui ir yra nedidelių gabaritų, dėl to deformacinė zona yra kiek mažesnių gabaritų nei įprasto automobilio. Šiems deformacinės zonos elementams bandymo metu priskirta medžiaga – A6061 aliuminio lydinys, tai įvairiose srityse naudojama, lengvai prieinama medžiaga, turinti geras mechanines savybes. Pagrindiniai jos parametrai: tankis – $2,70 \text{ g/cm}^3$; tamprumo modulis – 69 GPa, takumo riba - 262 MPa; Puasono koeficientas – 0,33.

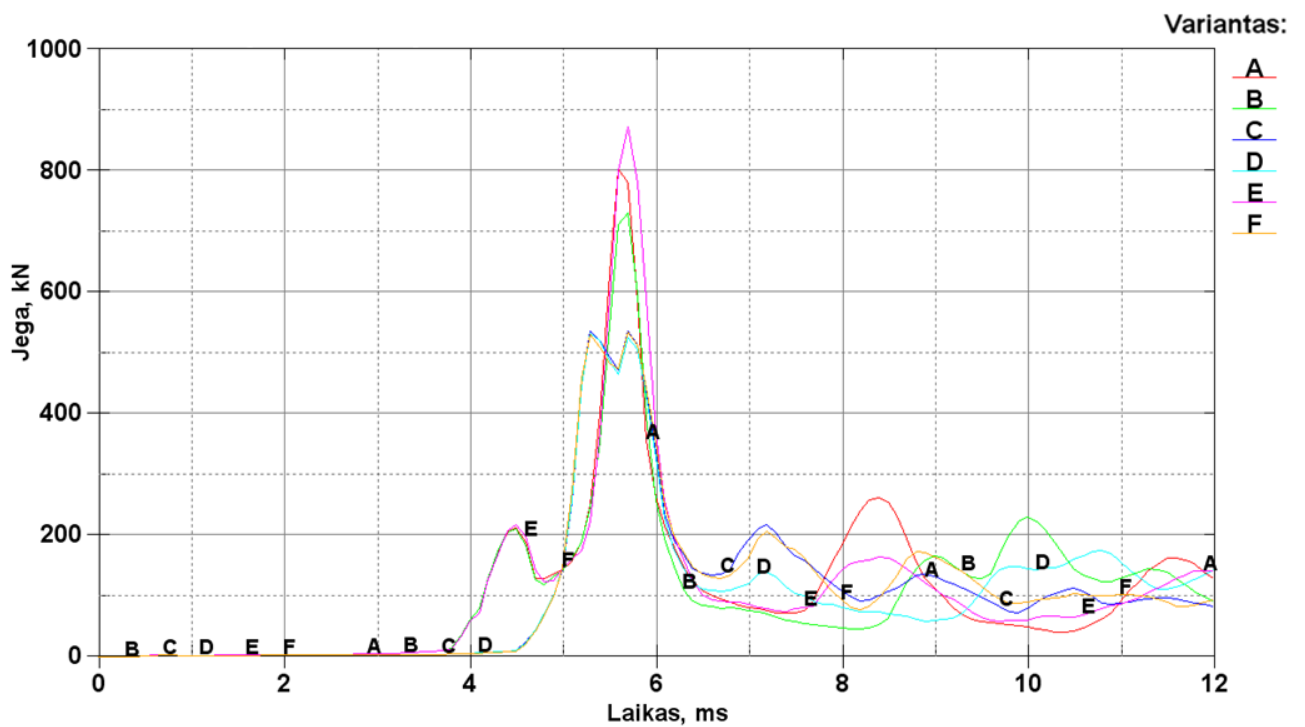
4.2 Geometrinių pakeitimų įtaka atsparumo smūgiui parametrams

Atlikus susidūrimo bandymą gauti sugertos energijos – laiko ir jėgos - laiko grafikai. Kaip matyti 4.5 pav., maždaug iki 5 ms sugerta energija vienoda dėl pirmiausia besideformuojančio bamperio stiprintuvo. Maždaug nuo 5ms, kreivės išsiskiria ir aiškiai matyti variantų e ir f didesnis sugeriamos energijos kiekis. 4.6 pav. matyti barjerą veikiančios jėgos. Variantų a, b ir e kreivėse ryškiai matyti didesnės maksimalios veikiančios jėgos kreivės nei variantų c, d ir f. Gauti duomenys surašyti į 1.7 lentelę.



4.5 pav. Skirtingų geometrinių formų įtaka sugeriamos energijos kiekiui

Barjerą veikianti jėga mažiausia, kai susidūrimas vyksta d ir f variantų priekinėmis lonžeronų dalimis, tai greičiausiai įtakoja lonžerono priekyje esantis nuožulą formuojantis geometrinis pakeitimas (4.6 pav.).



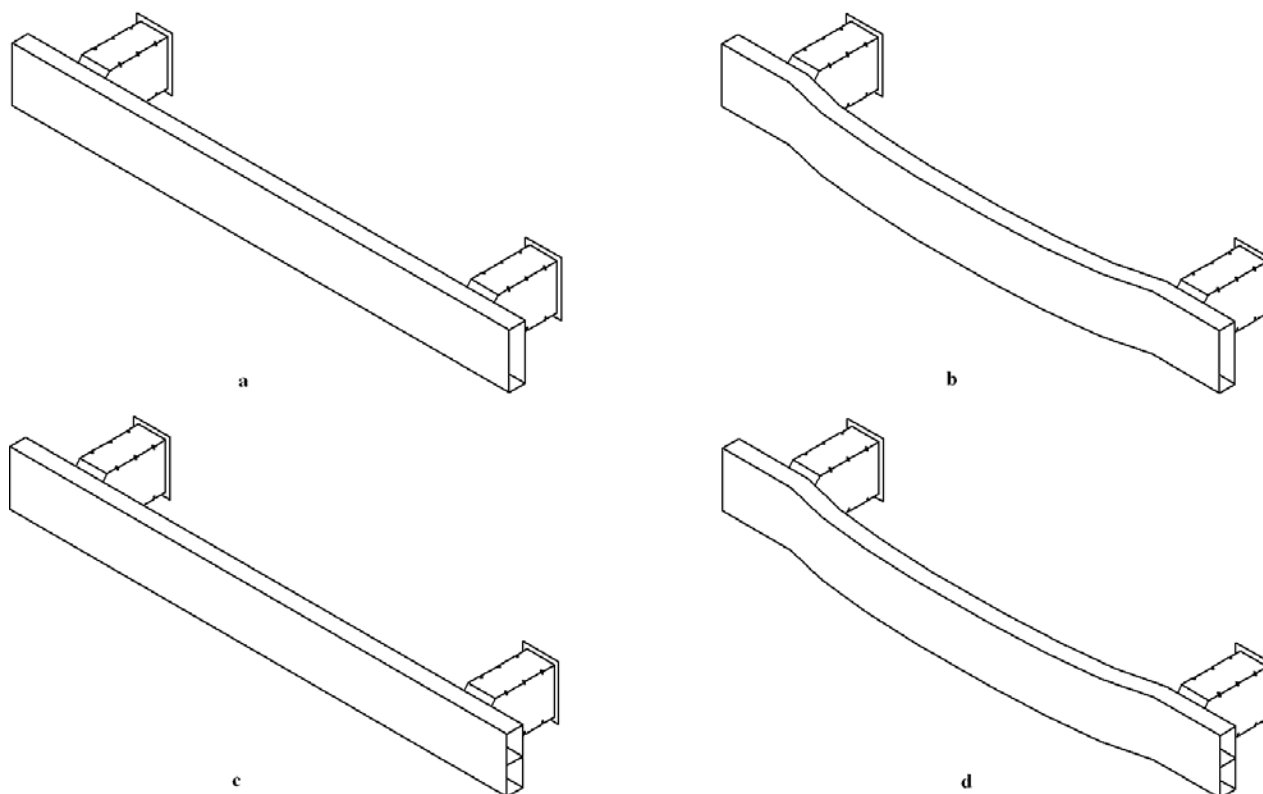
4.6 pav. Skirtingų geometrinių formų įtaka veikiančiai jėgai

1.7 lentelė. Skirtingų geometrinių formų lonžeronų sugerta energija ir didžiausia veikianti jėga

	Variantai					
	a	b	c	d	e	f
Sugerta energija, kJ	33,3	34,2	31,6	33,1	34,8	36,4
Maksimali veikianti jėga kN	804,9	732,6	537,8	533,5	874,8	535,2

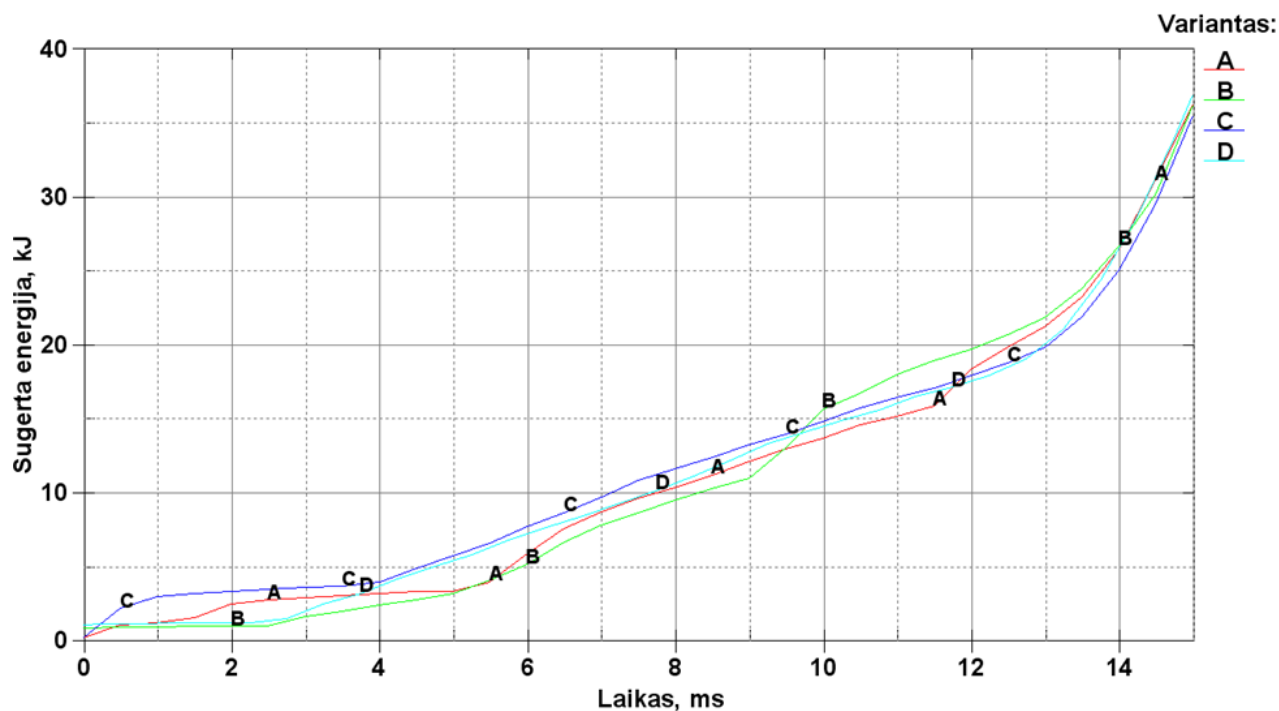
Priimama, kad tinkamiausia geometrinė forma (pagal sugeriamą energiją ir didžiausią veikiančią jėgą) yra varianto f. Su šiomis lonžeronų priekinėmis dalimis toliau bus tiriama ir ieškoma geriausiai tinkančio (pagal atsparumo smūgiui parametrus) bamperio stiprintuvo.

Bamperio stiprintuvui bus tikrinami 4 skirtingi variantai. Pirmasis - tai su įprastu tiesiu vamzdžio formos stiprintuvu (4.7 pav. a), antrasis su 2,4 m spindulio išlenkimu (4.7 pav. b), trečias toks pat kaip pirmas variantas, bet su viduryje esančiu pastiprinimu (4.7 pav. c), ketvirtas toks pat kaip antras, bet su pastiprinimu viduryje (4.7 pav. d).



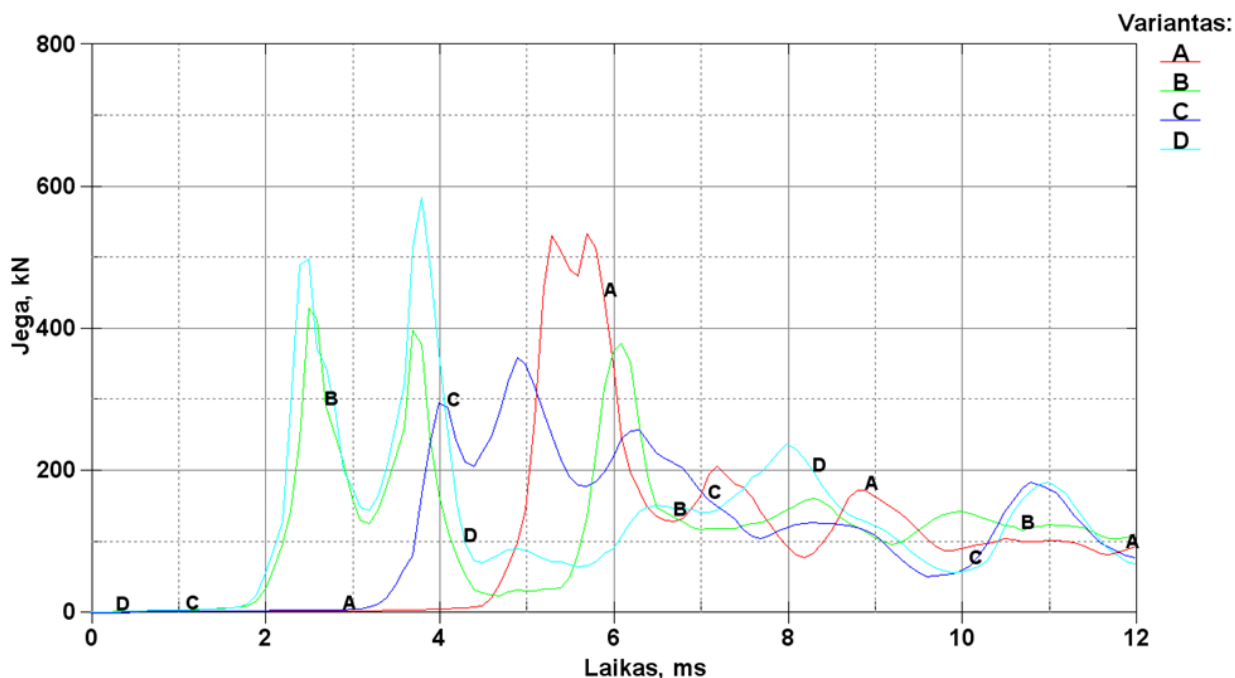
4.7 pav. Tiriama bamperio stiprintuvai

Atlikus susidūrimo bandymą tokiomis pačiomis sąlygomis, kaip ir tiriant lonžeronų priekines dalis (į deformuojamą barjerą, 40% priekio persidengimu, 64 km/h greičiu), gauti rezultatai (4.8, 4.9 pav. 1.8 lentelė).



4.8 pav. Skirtingų bamperio stiprintuvų įtaka sugeriamos energijos kiekiui

4.8 pav. matyti, kad sugeriamos energijos kiekis skirtingų bamperio stiprintuvų labai panašūs ir energijos sugėrimui, šiuo atveju, tirtos konfigūracijos daug įtakos neturi. Kiekvieno varianto sugeriamos energijos ir didžiausios veikiančios jėgos gautos reikšmės surašytos 1.8 lentelėje.



4.9 pav. Skirtingų geometrinių formų įtaka veikiančiai jėgai

Didžiausia barjerą veikianti jėga smūgio metu pavaizduota 4.9 pav. Nors skirtingi bamperio stiprintuvai sugėrė labai panašų kiekį energijos, didžiausios veikiančios jėgos kreivės skiriasi labiau.

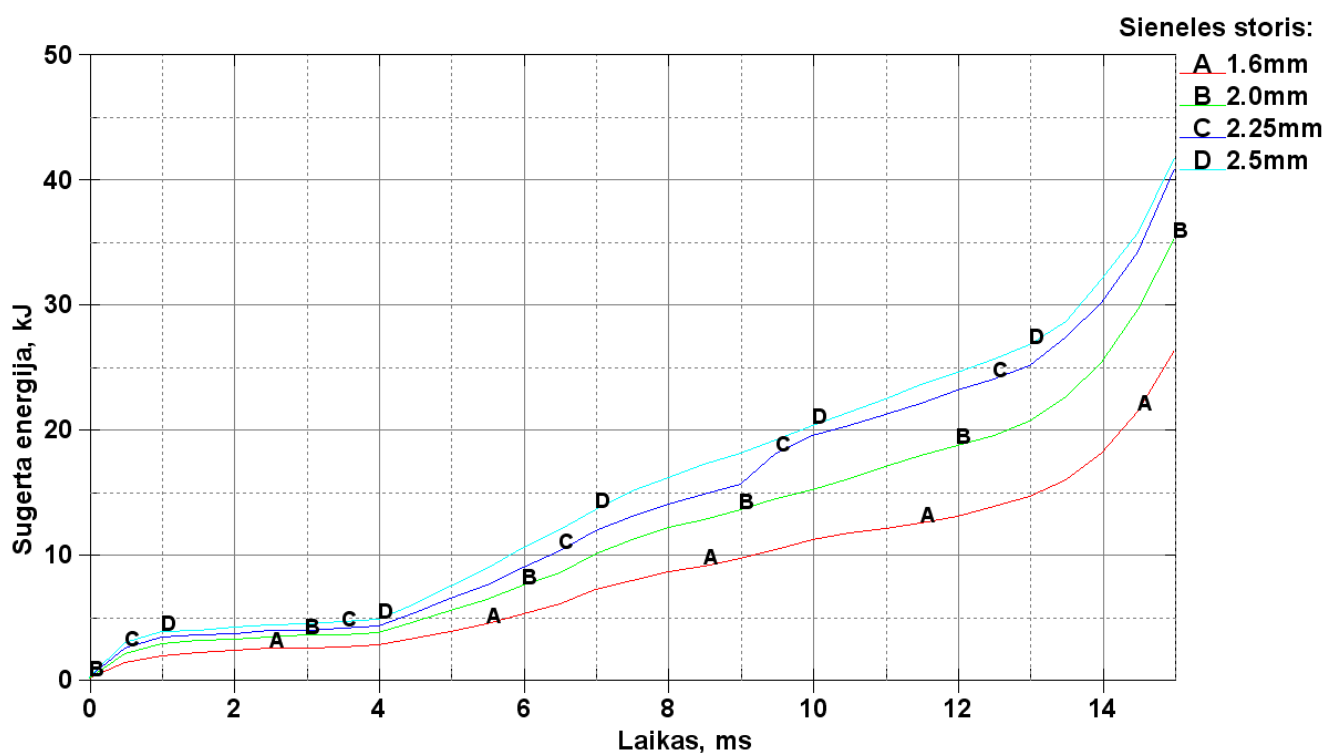
Didžiausia veikianti jėga gauta d varianto bamperio, kuris sugėrė daugiausiai energijos. Bet daug mažesnė didžiausia barjerą veikianti jėga gauta c varianto.

1.8 lentelė. Skirtingų bamperio stiprintuvų sugerta energija ir maksimali veikianti jėga

	Variantai			
	a	b	c	d
Sugerta energija, kJ	36,4	36,3	36,13	36,6
didžiausia veikianti jėga kN	535,2	429,2	360,6	585,4

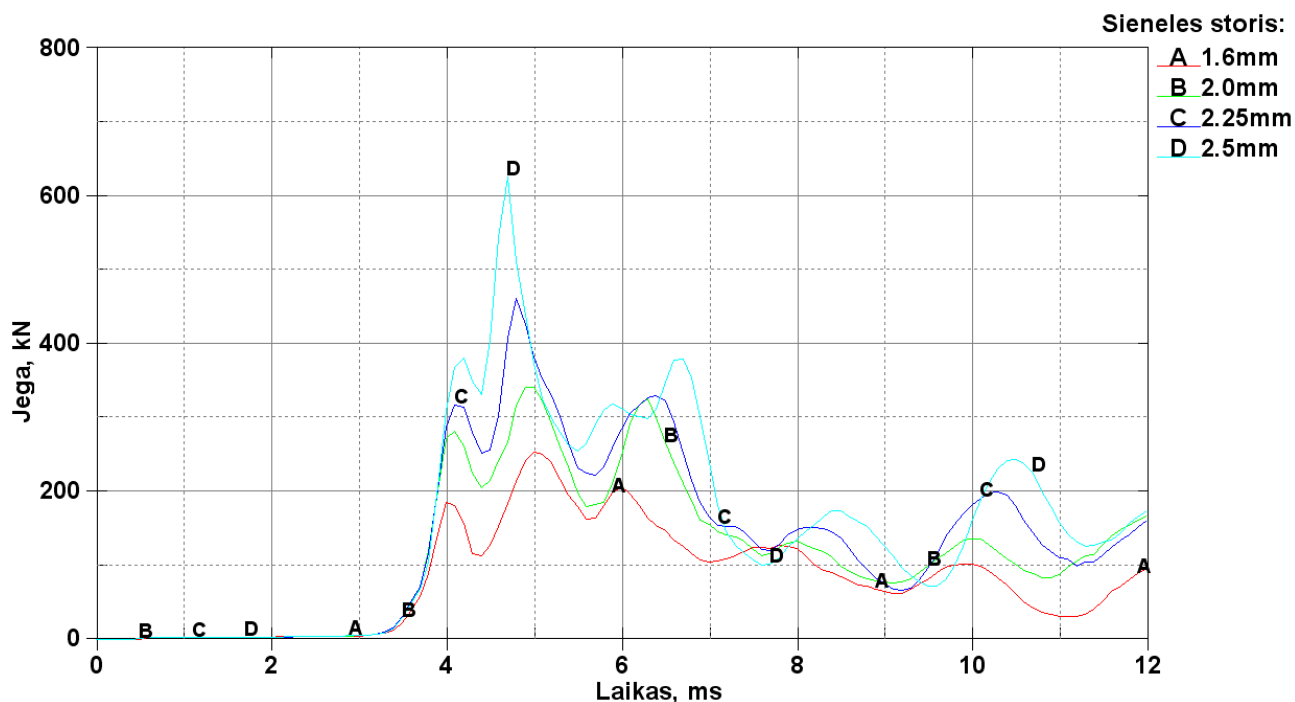
Kadangi sugeriamos energijos kiekiai panašūs, o didžiausia veikianti jėga skiriasi, primama, kad labiausiai tinkamas bamperio stiprintuvo variantas yra c.

Turint geriausią lonžerono priekinės dalies ir bamperio stiprintuvo konfigūraciją, toliau bus tikrinama detalių sienelės storio įtaka sugertam energijos kiekiui ir didžiausiai veikiančiai jėgai.



4.10 pav. Skirtingo sienelės storio įtaka sugeriamos energijos kiekiui

Bandymas atliekamas tomis pačiomis sąlygomis, pakeičiant tik sienelės storį (1,6 mm, 2,0 mm, 2,25 mm, 2.5 mm). Bandymo rezultatai pateikti 4.10 pav. ir 4.11 pav. taip pat 1.9 lentelėje.



4.11 pav. Skirtingo sienelės storio įtaka veikiančiai jėgai

Iš gautų rezultatų matyti, kad sugeriamos energijos ir didžiausios veikiančios jėgos tiesiogiai priklauso nuo konstrukcijos sienelės storio. Parinkti didžiausią sienelės storį dėl daugiausiai sugertos energijos yra nelogiška dėl konstrukcijos svorio, per didelio standumo. Todėl sienelės storis konstrukcijoje turėtų būti parenkamas atskirai skirtingoms dalims, t.y. lonžerono priekinėms dalims ir bamperio stiprintuvui.

1.9 lentelė. Skirtingo sienelės storio konstrukcijų sugerta energija ir maksimali veikianti jėga

	Variantai			
	a	b	c	d
Sugerta energija, kJ	26,5	36,1	41,0	41,9
Maksimali veikianti jėga kN	253,6	360,6	462,5	626,9

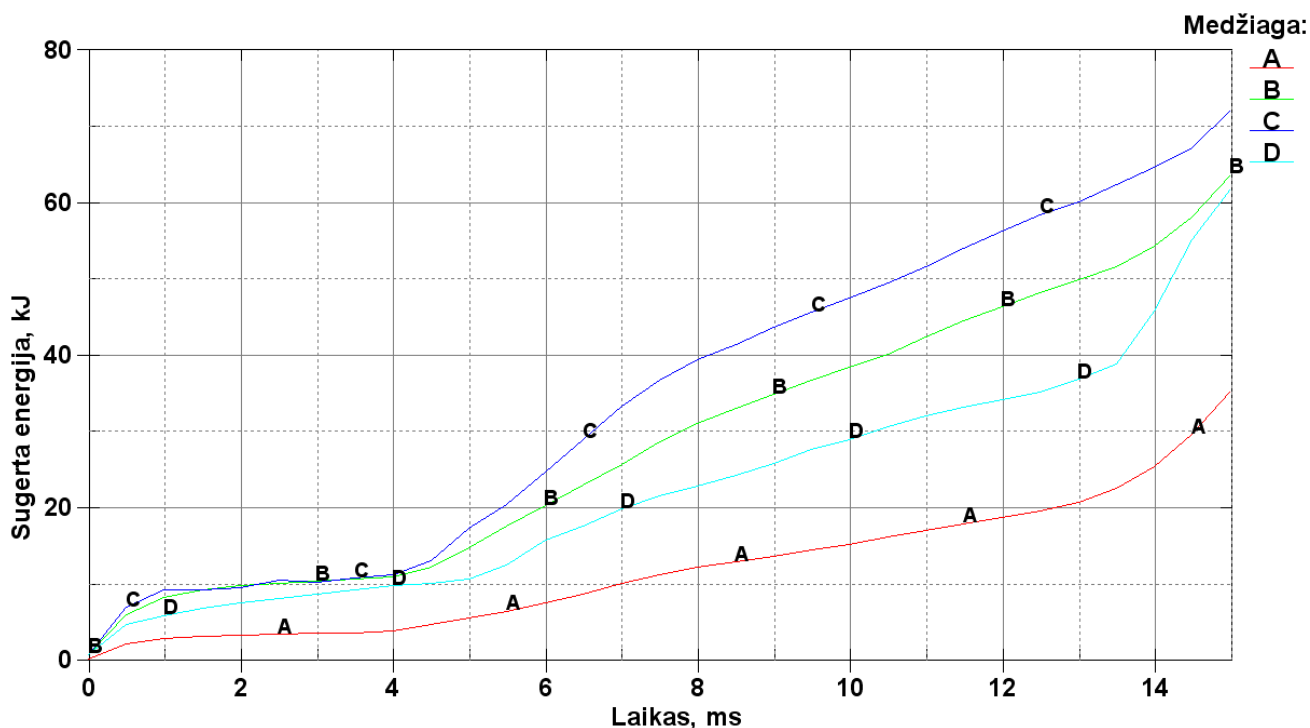
Medžiagos, iš kurių pagamina konstrukcija taip pat turi labai daug įtakos atsparumo smūgiui parametrams. Optimaliausių atsparumo smūgiui parametru galima pasiekti derinant naudojamas medžiagas ir parenkant sienelės storį skirtingoms konstrukcijos dalims. Toliau bus atliekami keturi susidūrimo bandymai (64 km/h greitis, susidūrimas su deformuojamu barjeru, persidengiančiu 40% priekio) siekiant ištirti kokią įtaką turi skirtingos medžiagų savybės turimai lonžeronų priekinių dalių ir bamperio stiprintuvo konstrukcijai. Skirtingų medžiagų, naudojamų bandyme duomenys pateikti 1.10

lentelėje. Medžiagų duomenys ir jų aprašymai naudojimui LS-DYNA paimti iš automobilio „Honda Accord 2017“ skaitinio modelio [35].

1.10 lentelė. Medžiagų mechaninės savybės

	Medžiagos			
	a	b	c	d
	AA6061-T6	DP500-800	HF1050-1500	XX180-447
Tamprumo modulis (GPa)	69	210	210	210
Puasono koeficientas	0,33	0,3	0,3	0,3
Tankis (kg/m ³)	2710	7850	7850	7890
Takumo riba (MPa)	262	500	1050	180

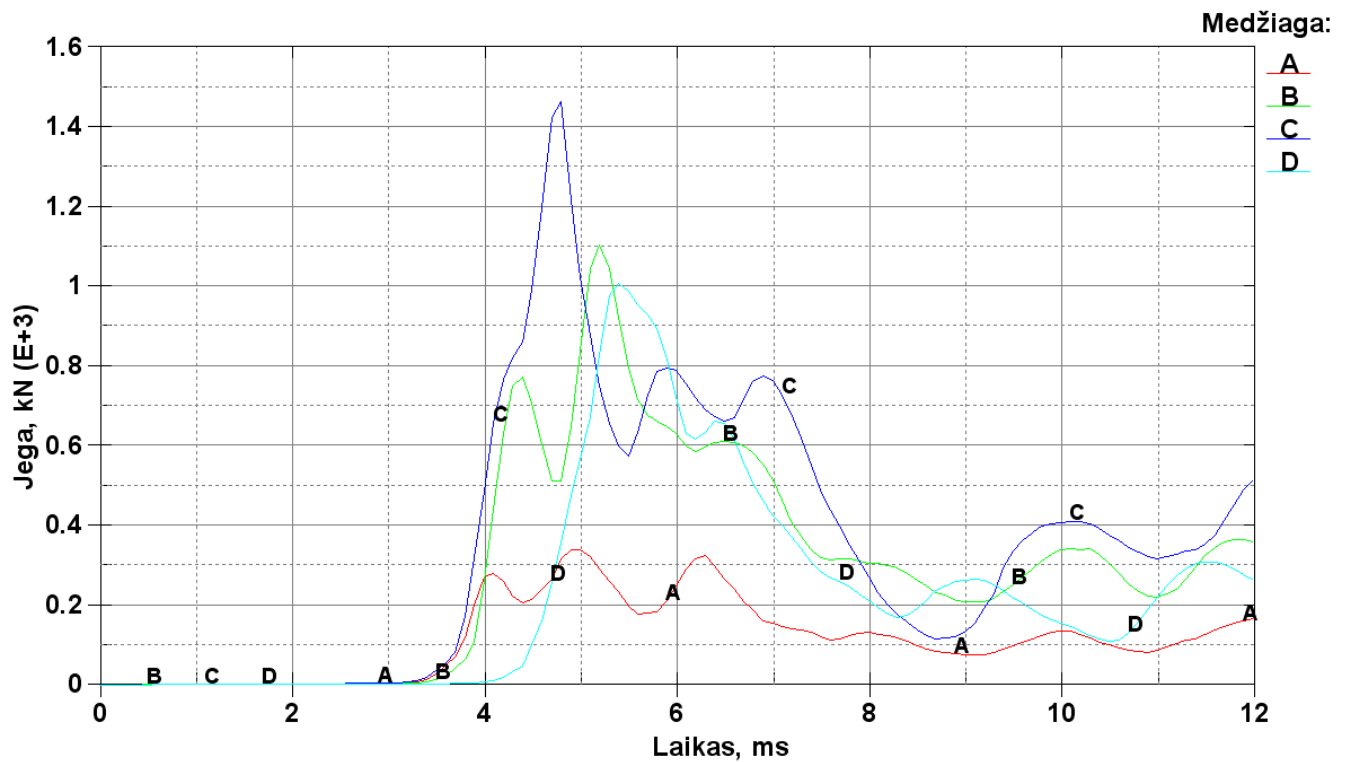
Kaip matyti iš 1.9 lentelės, bus palyginti pirmos priekinės deformacinės zonos atsparumo smūgiui parametrai naudojant tris skirtingo stiprumo plieno lydinius ir vieną aliuminio. Gauti rezultatai pateikti 4.12, 4.13 pav. ir 1.11 lentelėje.



4.12 pav. Skirtingų medžiagų įtaka sugeriamos energijos kiekiui

Kaip matyti iš rezultatų (4.12 pav.), sugeriamos energijos kiekis priklauso nuo medžiagos stiprumo. Visi bandymai atlikti su to paties sienelės storio konstrukcijomis, sugeriamos energijos kiekis didesnis, kai panaudotos medžiagos takumo riba didesnė. Sugertos energijos kiekis nurodytas

1.10 lentelėje. Sugeriamos energijos kiekis tarp stipriausios ir silpniausios medžiagos skiriasi apie 2 kartus, aliuminio 36,1 kJ, o plieno HF1050-1500 – 72,2 kJ.



4.13 pav. Skirtingų medžiagų įtaka didžiausiai veikiančiai jėgai

Daug didesnis sugeriamos energijos kiekis yra konstrukcijų, pagamintų iš stiprių plieno lydinių, tačiau tuo pačiu gaunama daug didesnė barjerą veikianti smūgio jėga. Didžiausia veikianti jėga (1466,2 kN) yra plieno turinčio didžiausią takumo ribą 1050 MPa, o mažiausia aliuminio – 360,64 kN.

1.11 lentelė. Skirtingų medžiagų įtaka atsparumo smūgiui parametrų

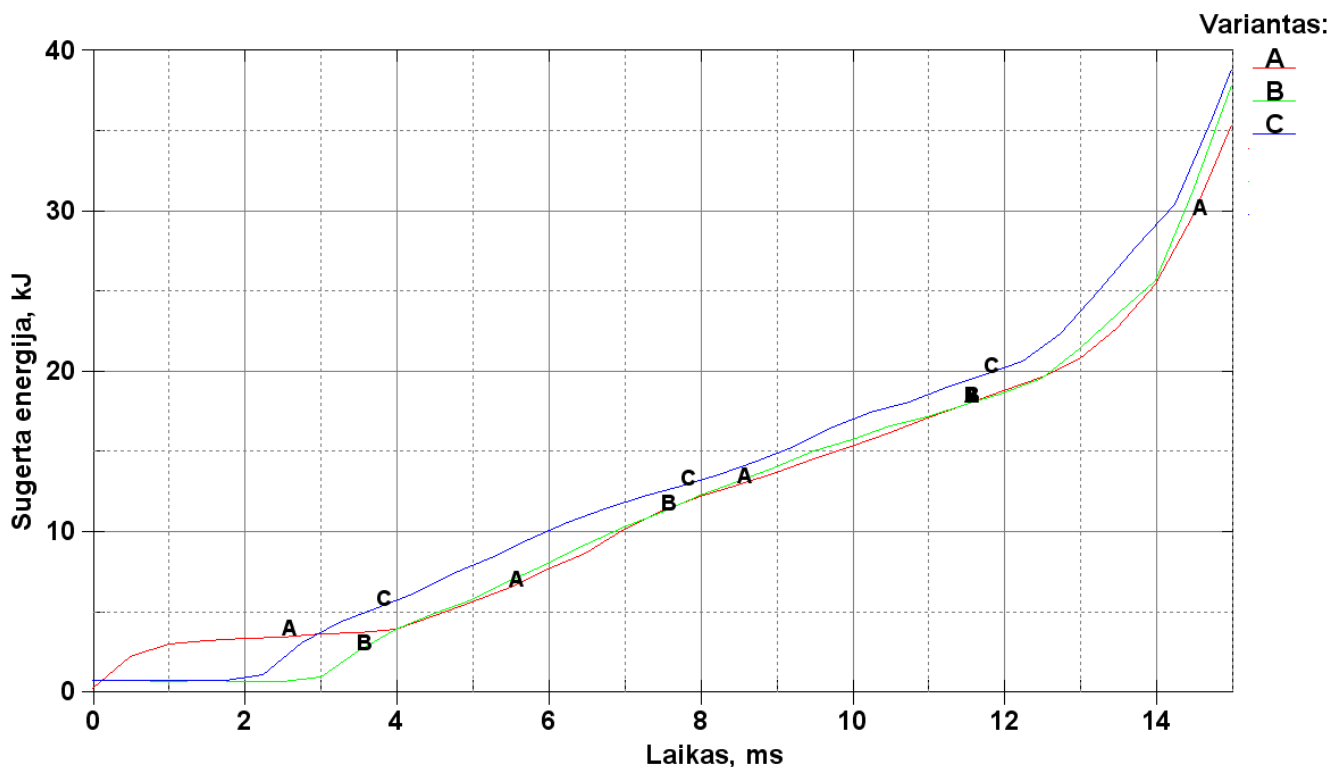
	Medžiagos			
	a	b	c	d
Sugerta energija, kJ	AA6061-T6 36,1	DP500-800 63,8	HF1050-1500 72,2	XX180-447 61,9
Maksimali veikianti jėga kN	360,6	1106,2	1466,2	1008,6

1.11 lentelėje pavaizduoti skirtingų medžiagų atsparumo smūgiui parametrų rezultatai. Medžiaga ir sienelės storis skirtingoms deformacinės zonos dalims bus parinkta atskirai.

Toliau bus patikrinta priekinio bamperio stiprintuvo energiją sugeriančio elemento įtaka smūgio atsparumui. Paprastai šie energiją sugeriantys elementai apsaugo pėsčiųjų kojas avarijos metu, taip pat šie elementai pasitarnauja nedidelių greičių eismo įvykiuose sugerdami dalį smūgio energijos ir

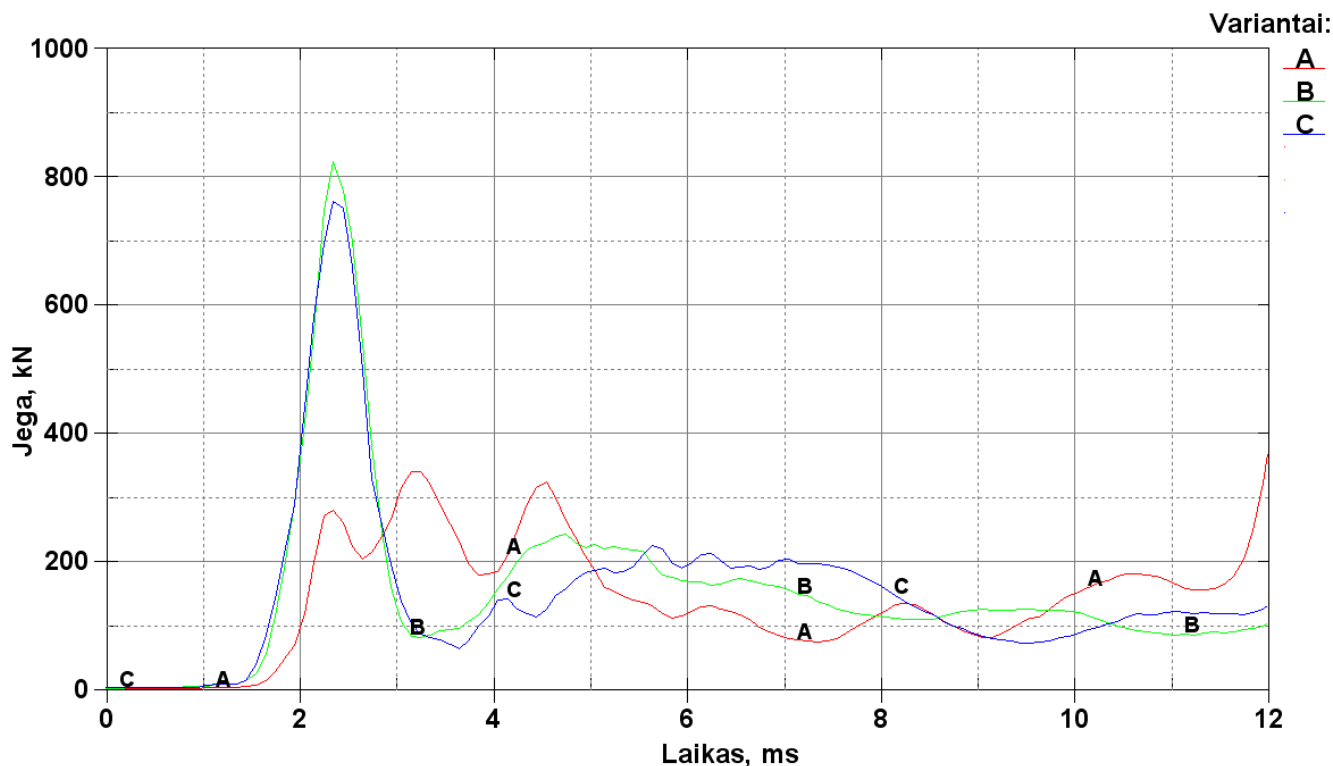
apsaugodami kitas automobilio dalis nuo pažeidimų. Bus patikrinti dviejų storių (20mm ir 35 mm) elementai, tokiomis pačiomis sąlygomis kaip ir ankstesni bandymai. Energiją sugeriančio elemento medžiaga ir jos aprašymas LS-DYNA programai parinkti iš automobilio „Honda Accord 2017“ skaitinio modelio [35]. Šio elemento medžiaga – plastikas.

Gauti rezultatai pateikti 4.14, 4.15 pav. ir 1.12 lentelėje. Rezultatuose palyginimui pateikti atsparumo smūgiui parametrai: a - be energiją sugeriančio elemento priekyje bamperio stiprintuvo; b - su 20 mm storio elementu; c - 35 mm storio elementu.



4.14 pav. Energiją sugeriančio elemento įtaka sugeriamos energijos kiekiui

Sugertos energijos kiekis didesnis naudojant papildomą energiją sugeriantį elementą. Atlikus bandymą paaiškėjo, kad daugiau energijos pavyksta sugerti konstrukcijai, turinčiai storesnį energiją sugeriantį elementą.



4.15 pav. Energiją sugeriančio elemento įtaka didžiausiai veikiančiai jėgai

Bandymo metu taip pat gauta, kad deformacinėse zonose su papildomu energiją sugeriančiu elementu susidūrimo pradžioje veikia daug didesnė, tačiau labai trumpai barjerą veikianti jėga. Sugertos energijos kiekis ir didžiausia veikianti jėga pateikta 1.12 lentelėje.

1.12 lentelė. Energiją sugeriančio elemento įtaka atsparumo smūgiui parametrams

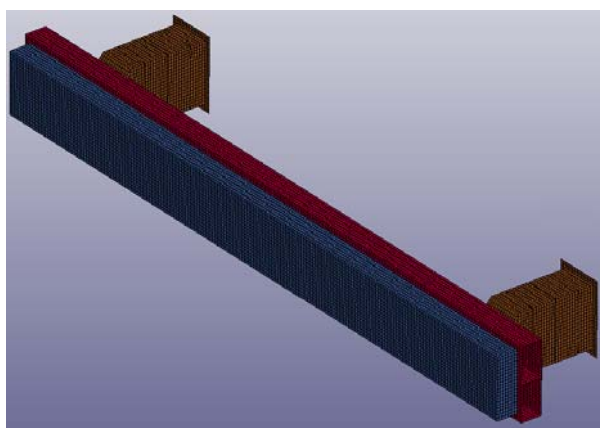
	Variantai		
	a	b	c
Sugerta energija, kJ	36,1	37,9	38,9
Maksimali veikianti jėga kN	360,6	825,8	764,9

Išsiaiškinus kokia geometrinė konfigūracija geriausia lonžerono priekinėms dalims ir bamperio stiprintuvui, atlikus bandymus sienelės storio, medžiagos, papildomų energiją sugeriančių elementų įtakai nustatyti, galima atskiroms konstrukcijos dalims parinkti sienelės storį, medžiagą. Parinkti skirtingų variantų duomenys surašyti 1.13 lentelėje. Šiame bandyme naudotos medžiagos yra du skirtingo stiprumo plienai, aliuminis, taip pat plastikas bamperio papildomam energiją sugeriančiam elementui.

1.13 lentelė. Skirtingų konfigūracijų deformacinių zonų parametrai

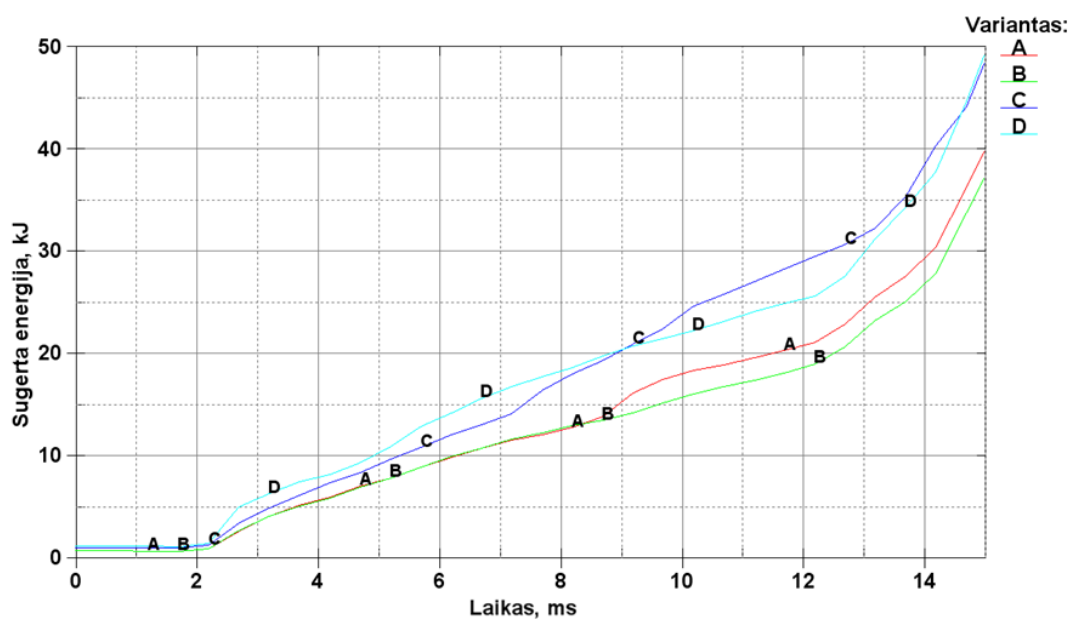
	Variantai							
	a		b		c		d	
	Bamp. st.	Lonž.	Bamp. st.	Lonž.	Bamp. st.	Lonž.	Bamp. st.	Lonž.
Sieneles storis, mm	2	2	2	1,6	1	1,6	1,6	2
Medžiaga	AA6061-T6	AA6061-T6	AA6061-T6	DP500-800	HF1050-1500	DP500-800	DP500-800	AA6061-T6
Medžiagos takumo riba, MPa	262	262	262	500	1050	500	500	262

Toliau bandymas bus atliekamas tomis pačiomis sąlygomis kaip ir iš pradžių. Parinktos konfigūracijos konstrukcija prieš susidūrimą pavaizduota 4.16 pav.



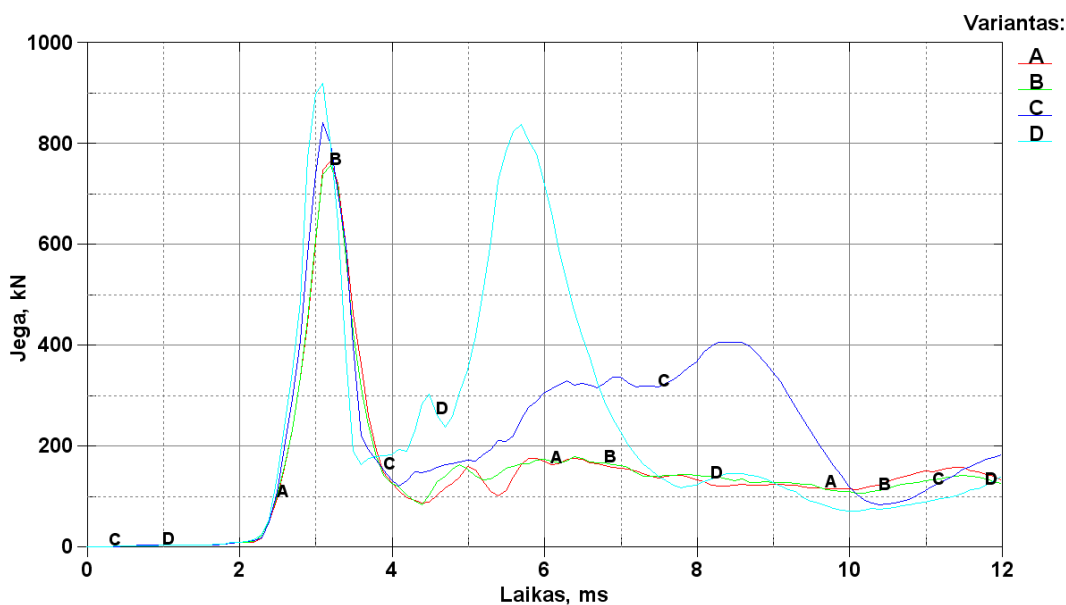
4.16 pav. Parinkta priekinės deformacinės zonos konfigūracija

Atlikus bandymą su aprašyta priekinės deformacinės zonos konfigūracija gauti rezultatai, jie pateikti 4.17, 4.18 pav. ir 1.13 lentelėje.



4.17 pav. Deformacinės zonos sugertas energijos kiekis

Sugertos energijos kiekis mažiausias konstrukcijos (B variantas), kurios bamperio stiprintuvui (2 mm sienelės storis) panaudotas aliuminis, o lonžerono priekinei daliai (1,6 mm sienelės storis) plienas DP500-800. Didžiausią, bet nedaug besiskiriantį energijos kiekį (48,5 ir 49,0 kJ) sugėrė C ir D variantai, jų duomenys pateikti 1.14 lentelėje.



4.18 pav. Didžiausia barjerą veikianti jėga

Didžiausia barjerą veikianti jėga gauta didesnė dėl papildomo energiją sugeriančio elemento ir panaudotų stipresnių medžiagų lonžeronų priekinėms dalims (Crashbox). Mažiausios barjerą veikusios jėgos gautos variantų, kurie sugėrė mažiau energijos. Sugėrusios daugiau energijos konstrukcijos barjerą veikė taip pat didesne jėga.

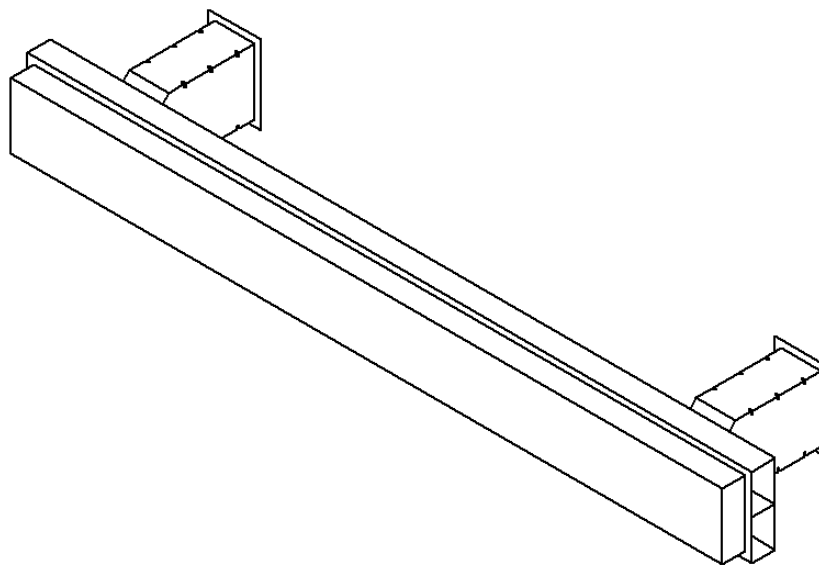
1.14 lentelė. Deformacinės zonos sugerta energija ir didžiausia barjerą veikusi jėga

	Variantai			
	a	b	c	d
Sugerta energija, kJ	38,9	37,3	48,5	49,3
Maksimali veikianti jėga kN	764,9	758,0	844,1	921,7

Iš rezultatų (1.14 lentelė) galima matyti, kad skirtingoms deformacinės zonos dalims pritaikius skirtingas medžiagas, sienelės storį, gauti daug geresni rezultatai, nei gauti tiriant deformacinės zonos savybes pritaikius vieną medžiagą ir sienelės storį visai konstrukcijai. Geriausias variantas atsižvelgiant į sugeriamą energijos kiekį gautas varianto D, kurio lonžerono priekinės dalys yra iš aliuminio, o bamperio stiprintuvas yra plieninis.

REKOMENDACIJOS

Atlikus miesto tipo automobiliui pritaikytos deformacinės zonos pasyvaus saugumo elementų tyrimą gauta, tokia lonžeronų priekinių dalių (Crashbox), bamperio stiprintuvo ir papildomo energiją sugeriančio elemento konfigūracija, kurios sugertas energijos kiekis buvo didžiausias (49,3 kJ), o didžiausia barjerą veikusi jėga - 921,7 kN. Prieš bamperio stiprintuvą esančiam papildomam, plastikiniam energiją sugeriančiam elementui parinktas 35 mm storis. Bendras tokios deformacinės zonos ilgis yra 230 mm ir ji rekomenduojama miesto tipo automobiliui. Šios deformacinės zonos konfigūracija pavaizduota 4.19 pav.



4.19 pav. Rekomenduojama miesto tipo automobilio priekinės deformacinės zonos konfigūracija

Šios deformacinės zonos konfigūracija susideda iš lonžeronų priekinių dalių, bamperio stiprintuvo ir papildomo energiją sugeriančio elemento. Lonžerono priekinės dalys yra su susilpninimais kraštinėse ir susiaurėjimu priekyje, šioms dalims parinkta medžiaga aliuminis AA6061-T6, o sienelės storis 2,0 mm. Bamperio stiprintuvas parinktas tiesus, su pastiprinimu viduje, jo medžiaga yra plienas DP500-800, o sienelės storis 1,6 mm. Prieš bamperį esantis papildomas energiją sugeriantis elementas yra taip pat paprastos geometrinės formos, su pastiprinimais viduje, jis yra 35 mm storio, o jo medžiaga – plastikas.

APIBENDRINIMAS

Pirmame skyriuje apžvelgti miesto tipo automobilių kėbulai, jų matmenys, tai padėjo sužinoti daugiau apie deformacinių elementų išdėstymą automobilyje, jų dydžius ir nuspręsti dėl tiriamų elementų matmenų.

Automobilių priekinėse deformacinėse zonose taikomi sprendimai, skirti pagerinti energiją sugeriančių elementų efektyvumą buvo apžvelgti ir pagal tai sudarytos miesto tipo automobiliui skirtos elementų konfigūracijos. Deformuojamų elementų elgesį susidūrimo metu apsprendžia įvairūs geometriniai pakeitimai (susilpnėjimai, susiaurinimai), skirtingų medžiagų panaudojimas, tai leidžia užprogramuoti deformacinės zonos elementus deformuotis iš anksto nustatyta tvarka. Taip pat apžvelgti atsparumo smūgiui parametrai, pagal kuriuos vertinamas atsparumas smūgiui ir tyrimai, kuriais siekta iširti deformacinių elementų elgesį ir atsparumo smūgiui parametrus susidūrimo metu.

Sudarytos lonžeronų priekinių dalių ir bamperio stiprintuvo konfigūracijos buvo tiriamos, ir palygintos pagal sugeriamą energijos kiekį ir didžiausią veikiančią jėgą. Modeliai buvo parengti modeliavimo programa „SolidWorks“, o susidūrimo tyrimas spęstas su LS-DYNA. Susidūrimas vykdytas pagal EuroNCAP metodiką (64 km/h greitis, susidūrimas su 40% persidengiančiu deformuojamu barjeru). Efektyviausios konfigūracijos buvo atrinktos pagal didžiausią sugertą energijos kiekį. Galutinė ir rekomenduojama konfigūracija gauta bamperio stiprintuvui panaudojus plieną D500-800 ir 1,6 mm sienelės storį, o lonžeronų priekinėms dalims aliuminį AA6061-T6 ir 2,0 mm sienelės storį, konstrukcijos sugertas energijos kiekis yra 49,3 kJ.

IŠVADOS

1. Apžvelgus lengvųjų automobilių laikančiųjų konstrukcijų sudėtį ir išnaginėjus tam tikrų miesto tipo automobilių kėbulų gabaritus, nustatytas apytikslis priekinės deformacinės zonos ilgis 0,8 -1,0 m.
2. Išnaginėti šiuolaikinių automobilių deformacinėse zonose taikomi sprendimai, t.y. įvairūs susilpninimai deformaciniuose elementuose kuriais siekiama užtikrinti kuo efektyvesnę deformacinės zonos elementų elgesį susidūrimo metu. Taip pat aprašyti atsparumo smūgiui parametrai ir deformacinės zonos elementų tyrimai skirti šiems parametrams pagerinti.
3. Pagal apžvelgtus miesto tipo automobilius, deformacinių zonų sudėtį ir jų elementų tyrimų rezultatus sudaryti skirtingi deformacinės zonos elementų (lonžeronų priekinės dalys, bamperio stiprintuvas, energiją sugeriantis elementas) skaitiniai modeliai, besiskiriantys ne tik geometrijomis, bet ir skirtingomis medžiagomis. Šie deformacinės zonos elementai buvo ištirti sprendžiant susidūrimo simuliacijas (64 km/h greitis, susidūrimas su 40% persidengiančiu deformuojamu barjeru) LS-DYNA programa.
4. Gauti sugeriamos energijos ir barjerą veikiančios smūgio jėgos atsparumo smūgiui parametrai. Lonžeronų priekinės dalys sugėrusios daugiausiai energijos (36,4 kJ) ir veikusios barjerą mažiausia jėga (535,2 kN) gautos varianto, kuris susilpnintas kraštinėse ir priekyje susiaurėja. Bamperio stiprintuvui parinktas variantas, kurio barjerą veikianči jėga daug mažesnė nei kitų (360,6 kN), o sugertas energijos kiekis yra 36,1 kJ. Atlikus skirtingų sienelės storių ir medžiagų įtakos deformacinės zonos konstrukcijos atsparumo smūgiui parametrams nuspręsta, kad šie parametrai bus parinkti atskirai kiekvienai deformacinės zonos detalei. Papildomas energiją sugeriantis elementas (35 mm storio) prieš bamperio stiprintuvą padeda konstrukcijai sugerti šiek tiek daugiau energijos (be 36,1 kJ, su 38,9 kJ).
5. Pagal gautą geriausią deformacinės zonos elementų konfigūraciją parengtos rekomendacijos. Bamperio stiprintuvui panaudojus plieną D500-800 ir 1,6 mm sienelės storį, o lonžeronų priekinėms dalims aliuminį AA6061-T6 ir 2,0 mm sienelės storį, konstrukcijos sugertas energijos kiekis yra 49,3 kJ. Tokios konstrukcijos priekinės lonžeronų dalys susilpnintos kraštuose, o jų priekis siaurėja. Bamperis tiesus, su pastiprinimu viduje ir papildomu energiją sugeriančiu elementu priekyje.

LITERATŪROS SĄRAŠAS

1. Sapragnas Jonas *Transporto priemonių kėbulai*: Vadovėlis. Kaunas 2013, Lietuvos edukologijos universiteto leidykla. ISBN 9789955209218
2. *Automobilio priekinė deformacinė zona ir kėbulas* [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: http://www.toyota-global.com/innovation/safety_technology/safety_technology/technology_file/passive/front.html
3. „Smart fortwo“ kėbulas [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: <https://www.netcarshow.com/Smart-fortwo-2015-1600-9a.jpg>
4. „Smart fortwo“ techniniai duomenys [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: <http://www.cars-data.com/en/smart-fortwo-2014/3375>
5. „Renault Twizy“ kėbulas [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: <http://www.voiture-electrique-populaire.fr/wp-content/uploads/2012/04/twizy-securite-500x336.jpg>
6. „Renault Twizy“ techniniai duomenys [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: <http://www.cars-data.com/en/renault-twizy-urban-specs/59485>
7. „Toyota IQ“ kėbulas [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: https://www.boronextrication.com/wp-content/uploads/sites/20/2011/01/2011_toyota-iq-multi-load-path-body-structure-1024x663.jpg
8. „Toyota IQ“ techniniai duomenys [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: <http://www.cars-data.com/en/toyota-iq-1.0-vvt-i-aspiration-bronze-specs/48564>
9. „VW Up!“ važiuoklės vaizdas [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: <https://preview.netcarshow.com/Volkswagen-e-Up-2014-1600-21.jpg>
10. „De Dion“ tipo važiuoklė [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga : https://www.guillaumedarding.fr/images/14C749_09.jpg
11. „Renault Twizy“ važiuoklė [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: <http://www.car-addicts.com/wp-content/gallery/renault-twizy-sport-fl/Renault-Twizy-Sport-F1-concept-09.jpg>
12. *Automobilių saugumo sistemos*. [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: <https://www.ancap.com.au/understanding-safety-features>
13. А. Ш. Хусаинов, Ю. А. Кузьмин „ПАССИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ“ Ульяновск 2011, УЛГТУ, ISBN 9785979509167
14. DaimlerChrysler Corp. *Energy absorbing front frame structure for a vehicle* [interaktyvus]. Išradėjai: Troy M CornellGerald F BurkeHarry GuPratap NaickMark KirschmannGregory A BeecherHarjeet GillErin ShippKenneth J HallerMichael OkuniewiczManfred StaischDave

Cottrell Larry Ososki Norman Hartmann [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per:

<https://patents.google.com/patent/US6938948B1>

15. Daimler AG. *Motor vehicle having a crumple zone, passenger compartment and deflecting ramps* [interaktyvus]. Išradėjai: Hans-Georg Bartsch Kark-Heinz Baumann Ulrich Bruhnke Rainer

Justen Jürgen Kohler [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per:

<https://patents.google.com/patent/US6601873B1/en>

16. Daimler AG. *Protective device for protecting crush zone of passenger car from front collision with e.g. stationary obstacle, has thrust element supported at beam, where drive unit is movable in transverse direction by displacement of thrust element* [interaktyvus]. Išradėjai: Bernd Palmer [žiūrėta

2018-03-12]. Prieiga per: <https://patents.google.com/patent/DE102012013277A1/en>

17. DaimlerChrysler Corp. *Active vehicle front structure for energy management* [interaktyvus].

Išradėjai: John E Schambre L Guy Montford Darrell Ferraiuolo David L Garber Michael O Forker

[žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: <https://patents.google.com/patent/US6773044B2/en>

18. *Skirtingų gabaritų automobilių susidūrimo bandymas*. [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12] Prieiga per: <https://www.youtube.com/watch?v=TJzZ7-Od6KY>

19. *EuroNCAP automobilių saugumo tyrimai ir reitingavimas* [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]

Prieiga per: <https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/>

20. *IIHS nedidelio greičio susidūrimų bandymai* [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12] Prieiga per:

<http://www.iihs.org/iihs/news/desktopnews/first-results-of-new-crash-tests-most-car-bumpers-dont-work-in-low-speed-crashes-3-cars-sustain-%244-500-damage-in-6-mph-test-while-old-ford-escort-sustains-little-damage>

21. *IIHS nedidelio greičio susidūrimo bandymo protokolas* [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12] Prieiga

per: [http://www.iihs.org/media/3cefb27d-6c8a-4913-a06a-](http://www.iihs.org/media/3cefb27d-6c8a-4913-a06a-5947d3da0a48/4Gp8VA/Ratings/Protocols/archive/test_protocol_bumper_vVI_0407.pdf)

[5947d3da0a48/4Gp8VA/Ratings/Protocols/archive/test_protocol_bumper_vVI_0407.pdf](http://www.iihs.org/media/3cefb27d-6c8a-4913-a06a-5947d3da0a48/4Gp8VA/Ratings/Protocols/archive/test_protocol_bumper_vVI_0407.pdf)

22. Muhammad Nasiruddin S., Hambali A., Rosidah J., Widodo W.S. and Ahmad M.N. 2017. *A Review of Energy Absorption of Automotive Bumper Beam*. [interaktyvus] International Journal of Applied Engineering Research 12(2) (2017) pp. 238-245 [žiūrėta 2018-05-20]. ISSN 0973-4562.

Prieiga per: http://www.ripublication.com/ijaer17/ijaerv12n2_14.pdf

23. *Energijos sugėrimo parametrai* [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per:

https://www.researchgate.net/profile/Fauzan_Djameluddin2/publication/278023535/figure/fig1/AS:294321866723338@1447183209876/Diagram-of-Crush-force-vs-Displacement.png

24. J. Sapragnas, D. Juodvalkis, R. Makaras, R. Keršys. 2013. *Research into elements of the multifunctional deformation zones of a car body*. [interaktyvus]. Mechanika 19(2), 191 – 196 [žiūrėta 2018-05-20]. ISSN 1392 - 1207 Prieiga per:

<http://mechanika.ktu.lt/index.php/Mech/article/view/4170/2489>

25. A.T. Beyene , E.G. Koricho , G. Belingardi, B. Martorana. 2014. *Design and manufacturing issues in the development of lightweight solution for a vehicle frontal bumper*. [interaktyvus] Procedia Engineering 88, 77 – 84 [žiūrėta 2018-05-20]. ISSN 1877 – 7058. Prieiga per: Science Direct
26. *Kompozitinės deformacinės zonos susidūrimo bandymas* [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: <https://www.youtube.com/watch?v=VdP5a4k6aOY>
27. *Plieno, aliuminio deformacinė zonos susidūrimo bandymas* [interaktyvus] [žiūrėta 2018-03-12]. Prieiga per: <https://www.youtube.com/watch?v=M75xbyDER4o>
28. Hanssen, A G ; Hopperstad, O S ; Langseth, M. *Design of aluminium foam-filled crash boxes of square and circular cross-sections*. International Journal of Crashworthiness, 6(2) 177 – 188. ISSN 1358 – 8265.
29. Zhi Xiao, Jianguang Fang, Guangyong Sun, Qing Li. *Crashworthiness design for functionally graded foam-filled bumper beam*. [interaktyvus]. ISSN 0965 – 9978 Advances in Engineering Software 2015 Vol 85 81 – 95 [žiūrėta 2018-05-20]. Prieiga per: Science Direct
30. Niyazi Tanlak, Fazil O. Sonmez, Mahmut Senaltun. *Shape optimization of bumper beams under high-velocity impact loads*. [interaktyvus]. ISSN 0141 – 0296 Engineering Structures 95 (2015) 49–60. [žiūrėta 2018-05-20]. Prieiga per: Science Direct
31. Constantin, B A ; Iozsa, D ; Fratila, G. *Studies about the behavior of the crash boxes of a car body*. *Materials* [interaktyvus] Science and Engineering 160 (2016). Prieiga per: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/161/1/012010>
32. Li, Qing-Fen ; Liu, Yan-Jie ; Wang, Hai-Dou ; Yan, Sheng-Yuan. *Finite Element Analysis and Shape Optimization of Automotive Crash-box Subjected to Low Velocity Impact*. [interaktyvus] 2009 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, Vol 2 791 – 794 ISBN: 9780769535838. Prieiga per: IEEE Xplore
33. Giovanni Belingardi, Ermias Gebrekidan Koricho, Alem Tekalign Beyene, Brunetto Martorana, Mangino Enrico. *Crashworthiness Analysis of a Composite and Thermoplastic Foam Structure for Automotive Bumper Subsystem* [interaktyvus]. European Conference on Composite Materials, Venice, Italy, 24-28 June 2012. Prieiga per: <http://www.escm.eu.org/eccm15/data/assets/1148.pdf>
34. NARVYDAS Evaldas. *Konstrucijų analizės uždaviniai pažengusiems ir jų sprendimas taikant programą ANSYS™* [interaktyvus]. Kaunas: Technologija, 2012 [žiūrėta 2018-05-20]. ISBN 978609020532. Prieiga per: <https://www.ebooks.ktu.lt/eb/368/konstruciju-analizes-uzdaviniai-pazengusiems-ir-ju-sprendimas-taikant-programa-ansystem/>
35. *Honda Accord susidūrimo simuliacijos modelis* [interaktyvus] [žiūrėta 2018-05-20] Prieiga per: <https://www.nhtsa.gov/crash-simulation-vehicle-models>