



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

Tomas Venslovas

LENGVOJO AUTOMOBILIO PRIEKINIO LONŽERONO DEFORMAVIMOSI
TYRIMAS

Baigiamasis magistro projektas

Vadovas

Dr. Vytautas Dzerkelis

KAUNAS, 2016

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

LENGVOJO AUTOMOBILIO PRIEKINIO LONŽERONO
DEFORMAVIMOSI TYRIMAS

Baigiamasis magistro projektas

Transporto priemonių inžinerija (621E20001)

Vadovas

(parašas) Dr. Vytautas Dzerkelis

(data)

Recenzentas

(parašas) Doc. dr. Paulius Griškevičius

(data)

Projektą atliko

(parašas) Tomas Venslovas

(data)

KAUNAS, 2016



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

(Fakultetas)

Tomas Venslovas

(Studento vardas, pavardė)

Transporto priemonių inžinerija, 621E20001

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

„Lengvojo automobilio priekinio lonžerono deformavimosi tyrimas“

AKADEMINIO SAŽINGUMO DEKLARACIJA

20 16 m. _____ d.
Kaunas

Patvirtinu, kad mano, **Tomo Venslovo**, baigiamasis projektas tema „Lengvojo automobilio priekinio lonžerono deformavimosi 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.

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS KATDERA

Suderinta: Prof. dr. A. Keršys

2015 m. vasario mėn. 10 d.

MAGISTRO BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS

Išduota studentui: *Tomas Venslovas*

1. Projekto tema: Lengvojo automobilio priekinio lonžerono deformavimosi tyrimas.

Patvirtinta: 2016 m. gegužės mėn. 3 d. dekanų įsakymu Nr. V25-11-7

2. Projekto tikslas:

Ištirti automobilio priekinio lonžerono deformavimąsi

3. Projekto uždaviniai ir reikalavimai:

Apžvelgti laikančiųjų konstrukcijų sandarą, išanalizuoti deformacines zonas, naudojamas medžiagas, elementų sujungimo būdus, bei pasyviają saugą. Sudaryti priekinio lonžerono stiprumo tyrimo metodiką. Nustatyti lonžerono medžiagos mechanines charakteristikas. Atlikti eksperimentinius kvazistatinio kludymo bandymus. Sudaryti skaitinį modelį ir palyginti gautus rezultatus su natūrinio eksperimento rezultatais.

4. Projekto konsultantai (nurodant projekto skyrius)¹:

5. Užduoties išdavimo terminas: 2015 m. vasario mėn. 10 d.

Užbaigto projekto pateikimo terminas: 2016 m. gegužės mėn. 20 d.

Vadovas: Vytautas Dzerkelis
(vardas, pavardė)

(parašas)

Užduotį gavau: Tomas Venslovas
(studento vardas, pavardė)

(parašas)

¹ Esant reikalui, suderinus su katedros vedėju

Venslovas, Tomas. Lengvojo automobilio priekinio lonžerono deformavimosi tyrimas. *Magistro* baigiamasis projektas / vadovas dr. Vytautas Dzerkelis; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

Mokslo kryptis ir sritis: Technologijos mokslai, Transporto inžinerija (03T)

Reikšminiai žodžiai: laikančioji konstrukcija, lonžeronas, įtempimai, deformacijos, energija, poslinkiai.

Kaunas, 2016. 61 p.

SANTRAUKA

Magistro baigiamojo projekto pirmoje dalyje apžvelgtos laikančiosios konstrukcijos, jų sandara, naudojamos medžiagos, sujungimo būdas bei pasyvi sauga. Antroje dalyje sudaryta priekinio lonžerono stiprumo tyrimo metodika. Taip pat ištirtos lonžerono medžiagos mechaninės charakteristikos, pagrindinės iš jų – takumo, stiprumo ribos. Atlikti kvazistatinio klūpdyto eksperimentiniai tyrimai, nustatytos pirmojo ir antrojo bandymų kritinės jėgos bei sugertos energijos kiekiai ir sudarytos apkrovos – poslinkio diagramos. Trečioje dalyje, siekiant palyginti natūrinius eksperimentinius rezultatus, „ANSYS“ programa buvo paskaičiuotas skaitinis modelis ir išanalizuota ovalių skylių įtaka deformavimuisi. Atlikus skaitinę analizę nustatytos konstrukcijos zonos, kurias veikia didžiausi įtempiai atsirandant plastinėms deformacijoms.

Venslovas, Tomas. *Research of Deformation of the Front Crumple Zone of the Light Vehicle: Master's thesis* /supervisor assoc. dr. Vytautas Dzerkelis. The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

Research area and field: Technological Science, Transport Engineering (03T)

Key words: supporting construction, longitudinal beam, stress, deformation, energy displacements

Kaunas, 2016. 61 p.

SUMMARY

In the masters final projects first paragraph, supporting constructions, their structure, material, the way you can connect them and passive safety is reviewed. In the second part, front spar strength test method was conducted, also the most important mechanical characteristics of longitudinal beam material, was determined to be yield and tensile strength. Quasi – static buckling experimental tests were made, that were used to determine first and second tests critical forces, the amount of absorbed energy and according to tests, load – displacement diagram were made. In the third project paragraph, in order to compare experimental results, numerical model was calculated, with the help of ANSYS program. Round holes were analyzed to find the influence for deformation .After numerical analysis, it was found where construction zones have biggest stresses and where plastic deformation are.

TURINYS

ĮVADAS.....	8
1. LITERATŪROS ANALIZĖ.....	9
1.1. Transporto priemonių kėbulai, jų paskirtis.....	9
1.2. Deformacinės zonos	10
1.3. Negrįžtamo tipo deformaciniai elementai	12
1.4. Priekinių lonžeronų deformacija frontalinio smūgio metu.....	14
1.5. Medžiagos naudojamos laikančiųjų konstrukcijų gamybai	15
1.5.1 Plienas ir jo lydiniai.....	17
1.5.2 Aliuminis	18
1.5.3 Magnis	20
1.5.4 Kompozitinės medžiagos.....	21
1.6. Automobilių laikančiųjų konstrukcijų elementų sujungimas	21
1.7. Automobilio pasyvi sauga	26
1.8. Euro NCAP priekinio smūgio testai	27
1.9. Mechaniniams dydžiams matuoti naudojami prietaisai.....	29
2. TIRIAMOJI DALIS	30
2.1. Automobilio priekinio lonžerono skaičiavimo metodika	30
2.2. Tiriamo automobilio apžvalga ir lonžerono išardymo priemonės	31
2.3. Automobilio priekinio lonžerono medžiagų mechaninių charakteristikų nustatymas.....	34
2.4. Deformacinių elementų kvazistatinio klūpdyimo bandymo metodika ir struktūra	39
2.5. Kvazistatinis automobilio priekinio lonžerono klūpdyimo tyrimas.....	44
3. SKAITINIS MODELIAVIMAS	49
3.1 Automobilio priekinio lonžerono skaitinio modelio sudarymas.....	49
3.2 Stipruminių skaičiavimų rezultatai.....	52

DARBO APIBENDRINIMAS IR REZULTATŲ PALYGINIMAS

IŠVADOS

LITERATŪRA

IVADAS

Automobilių laikančiosios konstrukcijos, rėmai yra vieni pagrindinių elementų, kurie jungia visus transporto priemonės agregatus į vieną bendrą sistemą. Tik detalai išanalizuotos ir išbandytos konstrukcijos leidžiamos į masinę gamybą. Kiekvienais metais eimo įvykiuose žūsta daugybė žmonių, o vien tik Europoje 2010 – 2014 m. mirtinų eismo įvykių vidurkis tenkantis valstybės 1 milijonui gyventojų yra 51 [13]. Todėl vienas svarbiausių uždavinių tobulinant ir kuriant naujas konstrukcijas išlieka ne tik stabilumo, stiprumo, standumo užtikrinimas, bet ir pasyvus saugumas.

Šiuo metu automobilių saugumo testai yra privalomi. Europoje populiariausia naujų automobilių vertinimo programa yra „Euro NCAP“. Testų rezultatai skelbiami viešai siekiant vartotojus supažindinti su automobilio saugumo lygiu. Susidūrimų statistikos duomeys rodo, kad vienas dažniausiai pasitaikančių susidūrimo atvejų yra priekinis susidūrimas [14]. Todėl labai svarbu tinkamai suprojektuoti deformacines zonas, parinkti tinkamus profilius, jų sujungimą ir atitinkamas medžiagas. Inžinieriai nuolat tobulina kontroliuojamos deformacinės zonos elementus taip siekdami kiek įmanoma labiau sumažinti smūgio energijos perdavimą saugos narvui. Siekiant sukongretinti tyrimą pasirinktas vienas svarbiausių deformacinės zonos elementų – priekinė išilginė sija (toliau – lonžeronas).

Darbo objektas: „Opel Corsa D“ priekinė kairės pusės išilginė sija (lonžeronas).

Baigiamojo darbo tikslas: Ištirti lengvojo automobilio priekinio lonžerono deformavimąsi esant kvazistatiniam kludymui.

Darbo uždaviniai:

1. Išnagrinėti laikančiųjų konstrukcijų sandarą, deformacines zonas, naudojamas medžiagas, elementų sujungimą ir apžvelgti pasyvią saugą.
2. Sudaryti priekinio lonžerono stiprumo tyrimo metodiką.
3. Nustatyti lonžerono medžiagos mechanines charakteristikas.
4. Atlikti natūrinius lonžerono kvazistatinio kludymo bandymus.
5. Sudaryti skaitinį modelį, skirtą skaičiuoti baigtinių elementų metodus.
6. Išanalizuoti eksperimentinių ir skaitinių bandymų metu gautus rezultatus, juos palyginti ir pateikti išvadas.

Darbe sudaryti skaitinį lonžerono modelį pasirinkta „Catia V5“ kompiuterinė programa. Stipruminiams skaičiavimams pasitelkta „ANSYS Workbench“ programinis paketas.

1. LITERATŪROS ANALIZĖ

Automobilių laikančiosios konstrukcijos, rėmai yra vieni pagrindinių elementų, kurie jungia visus transporto priemonės agregatus į vieną bendrą sistemą. Tobulinant šias konstrukcijas tenka susidurti su vis aktualesnėmis šių dienų problemomis, kaip taršos mažinimas bei saugumo didinimas. Ekonomiškumas pasiekiamas mažinant konstrukcijos masę, tačiau būtina išlaikyti jos ilgaamžiškumą bei patikimumą. Kadangi automobilių laikančiąsias konstrukcijas veikia didelės stiprumo, standumo ir patvarumo apkrovos, stengiamasi jas labai tiksliai įvertinti ir tik tada mažinti atsargos koeficientus. Taip pat bandoma ieškoti naujų sprendimo būdų pritaikant inovacines medžiagas su kitomis technologijomis.

1.1. Transporto priemonių kėbulai, jų paskirtis

Pastaruoju metu vis dažniau bandomos įvairios kompozicinės medžiagos, aliuminio profiliai, magnio bei įvairūs plieno lydiniai. Įvertinant konstrukciją būtina atsižvelgti, kad jos forma būtų kiek įmanoma patogesnė agregatų tvirtinimui. Įvertinant pasyvų saugumą labiausiai tinkami yra karkasinės konstrukcijos laikantieji kėbulai. Automobilių saugumas tikrinamas esant skirtingiems greičiams [7]:

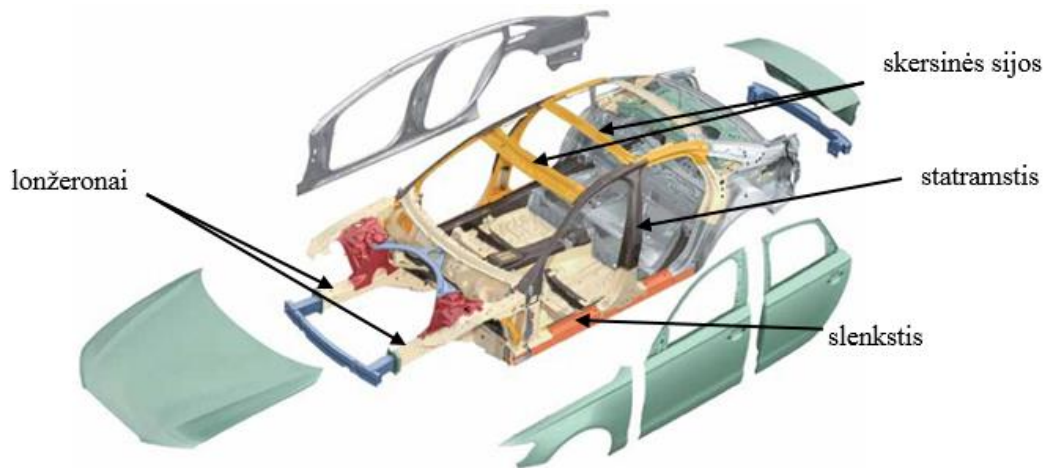
- Greitis iki 15km/h, pagrindinis tikslas – kiek įmanoma sumažinti remonto kainą;
- Greitis tarp 15 ir 40 km/h – svarbiausia apsaugoti pėsčiuosius;
- Greitis daugiau kaip 40 km/h – didžiausias dėmesys skiriamas keleivių saugumo užtikrinimui [2].

Daugumos lengvųjų automobilių greitis yra pakankamai didelis, todėl labai svarbu užtikrinti automobilio stabilumą judėjimo metu ar važiuojant nelygiu keliu. Norint, kad automobilis būtų stabilus, reikia, kad jo laikantysis kėbulas būtų standus lenkimui ir sukimui, taip pat turėtų, kuo žemesnį svorio centrą [7].

Laikantieji kėbulai – karkasą sudaro pagrindiniai laikančiosios konstrukcijos elementai: priekinės ir galinės išilginės sijos (lonžeronai), slenksčiai, statramsčiai, skersinės sijos (1.1 pav.). Siekiant padidinti saugumą šoninio smūgio metu, pastaruoju metu vis plačiau taikomi papildomi stipraus plieno strypai šoninėse durelėse, kurių paskirtis ne tik padidinti kėbulo stiprumą šoninio smūgio metu, bet kartu padidinti viso kėbulo standumą [7].

Saloną juosiantis karkasas yra pagrindinė laikančiosios konstrukcijos dalis. Uždari profiliai iš valcuotų ir štampuotų elementų sudaro karkaso strypus ir sijas. Kai kuriuose elementuose yra pertvaros, užtikrinančios vidinį pastovumą. Siekiant sustandinti kėbulą tarp slenksčių, įmontuojami papildomi U formos stiprinimo elementai. Keleivių saugai iškelti reikalavimai avarijų metu yra stiprinti stogo elementus, langų ir durų rėmus, pradėjus naudoti deformacines zonas - radikalčiai

perprojektuoti priekinę ir galinę dalis. Laikančiosios automobilių konstrukcijos labai standžios, jų įlinkiai bazės ribose neviršija 1mm, o standumas susukimui – 610 KN/rad eilės. Nors atsirado daugiau automobilių priekiniais varančiais ratais, esminių pakitimų kėbulo konstrukcijoje neatsirado. Centrinis tunelis išliko, nors ir mažesnių matmenų. Jame montuojama išmetimo sistema, pavarų dėžės valdymo mechanizmo traukės [7].



1.1 pav. „Audi A6“ 2012 m kėbulo konstrukcija [19]

Inžineriniai siekia mažinti automobilio masę, todėl jie laikančiąsias konstrukcijas projektuoja taip, kad jos papildytų viena kitą ir tolygiau pasiskirstytų gaunamos apkrovos eksploatacijos metu po visą konstrukciją bei sugertų eismo įvykio metu gautą smūgio energiją. Tokie elementai kaip stogas, dugnas, jungtys tarp lonžeronų ir pakabos tvirtinimo taškų padidina bendrą visos laikančiosios konstrukcijos standumą sukimo ir lenkimo atveju, taip pat tolygiau paskirsto apkrovas pagrindiniams konstrukcijos elementams [7].

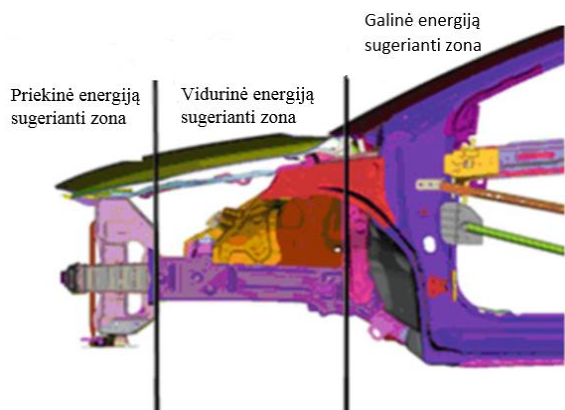
Taigi galima būtų išskirti pagrindinius laikančiųjų kėbulų privalumus:

1. Galimybė panaudoti konstrukcijai reikalingas medžiagas. Ji yra standi ir stipri.
2. Nereikalinga galinga šampavimo įranga, nes naudojamos medžiagos lengvai formuojasi.
3. Išorinės kėbulo plokštės padidina bendrą laikančiosios konstrukcijos standumą.
4. Toks kėbulo tipas tinkamas kai norima, kad automobilio grindys būtų žemai [7; 2].

1.2. Deformacinės zonos

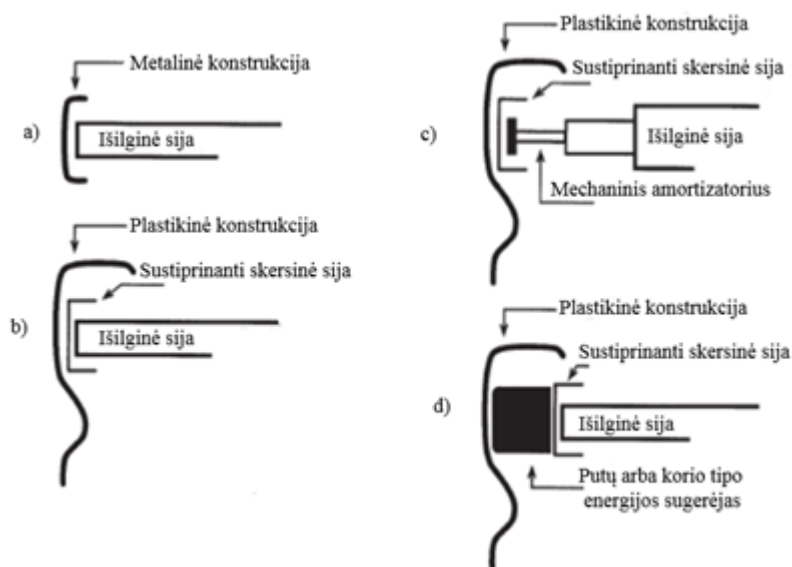
Dabar labai populiari priekinę deformacinę zoną suskirstyti į tris sritis: priekinę, vidurinę, ir galinę. Kaip parodyta (1.2 pav.), priekinė dalis yra sudaryta iš buferio, jo skersinės sijos, variklio gaubto priekinės dalies ir deformacinės zonos (angl. Crash box). Šie komponentai pagaminti iš aukštos kokybės medžiagų, kurios besideformuodamos gali sugerti dalį energijos gauto smūgio metu bei perduoti ją kitiems elementams. Priekinis buferis dažniausiai sujungiamas su išilginėmis sijomis per

atskirą deformacinę zoną, galinis – sujungiamas tiesiogiai su galinėmis išilginėmis sijomis. Buferio sistemos negalima laikyti kaip atskiros, izoliuotos, nes jo struktūra turi būti optimizuojama atsižvelgiant į visą konstrukciją. Vidurinę deformacinę sritį dažniausiai sudaro viršutinė ir apatinė išilginės kėbulo sijos (lonžeronai, sparnai, variklio gaubto galinė dalis ir pagalbinis rėmas). Ši zona sugeria didžiausią energijos kiekį. Galinę dalį sudaro vairuotojo saugos narvas, kuris yra standus ir stiprus [16].



1.2 pav. Automobilio priekinės dalies deformacinės zonos (priekinė, vidurinė ir galinė) [16]

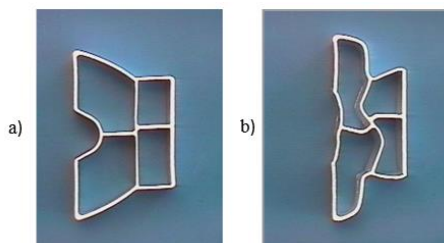
Priekinio smūgio metu pirmas elementas, kuris kontaktuoja su kliūtimi (pėsčiasis, kita transporto priemonė ar pašaliniai daiktai) yra buferis. Jį sudaro išorinė dalis, kuri paprastai yra iš plastiko ar guminės juostos. Kitas sluoksnis yra energiją sugerianti medžiaga, kuri dažniausiai yra poliuretano, polistirolo putų, plastiko blokai, taip pat pritaikomi koriai bei kitos alternatyvios medžiagos, sustiprinanti skersinė sija. Buferis tvirtinamas per laikančiąją siją, kuri dažniausiai gaminama iš plieno, aliuminio arba plastiko [15].



1.3 pav. Tipinės priekinio buferio struktūros [20]

1.3 paveiksle pateikta tipinės priekinio buferio struktūros a) dalyje matoma tradicinė struktūra su metaline konstrukcija buferio išorėje, kuri yra tiesiogiai sujungta su lonžeronu, metalinė buferio konstrukcija – pirminis elementas sugeriantis smūgio energiją. Šis tipas buvo populiarus anksčiau, tačiau pastaruoju metu retai naudojamas; b) dalyje buferis su plastikine dalimi ir sustiprinančia skersine sija tiesiogiai tvirtinamas ant išilginės sijos; c) konstrukcija, susidedanti iš plastikinės dalies, sustiprinančios skersinės sijos ir mechaninio amortizatoriaus, gali būti grįžtamojo tipo arba su deformacine zona; d) sistema, sudaryta iš plastikinės dalies, sustiprinančios bei propileno putų arba korio energijas sugeriančio elemento, patalpinto tarp plastikinės ir sustiprinančios buferio dalių [20].

Sustiprinanti skersinė sija sumontuota taip, kad apsaugotų variklį ir radiatorių. Pirminis jos uždavinys yra esant mažam greičiui apsaugoti transporto priemonę nuo žalos arba ją minimizuoti. Taip pat sija turi išlaikyti susidūrimo su pėsčiuoju pasyvaus saugumo reikalavimus.



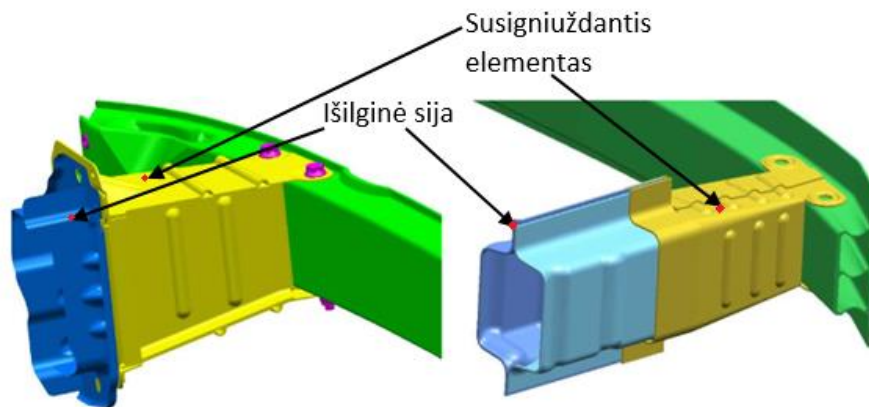
1.4 pav. Aliumininės sijos skerspjūvis iš uždarų atskirų sekcijų [20] prieš a) ir po smūgio b)

Šiuo metu vis dažniau naudojamos aliumininės sijos ir vienas pagrindinių privalumų 30 – 50 % mažesnis svoris lyginant su plienu. Aliuminines sijas galima gaminti iš uždarų atskirtų sekcijų, taip reguliuojant sugeriamą energijos kiekį [20].

1.3. Negrįžtamo tipo deformaciniai elementai

Negrįžtamo tipo deformaciniai elementai – elementai, kurie gali būti naudojami tik kartą (susigniuždantis elementas (crash boxes), metalų putos, vamzdis vamzdyje sistemos). Priklausomai nuo deformacinės zonos tipo, gaunamos skirtingos energijos sugėrimo charakteristikos. Susigniuždančio elemento pagrindinė užduotis – deformuotis ir taip sugerti energiją, kad ji persiduotų kiek įmanoma mažiau kitiems elementams ir taip apsaugotų saugos narvą. Įprastai deformacinio elemento sienelėse yra iškilimai ir įdubimai, kaip parodyta (1.5 pav.). Šiose vietose smūgio metu kūnas pradeda deformuotis, linkti ir lengvai suklumpa sugerdamas didelį energijos kiekį. Pastaruoju metu siekiama maksimaliai sumažinti elemento svorį išlaikant geras energijos sugėrimo savybes, todėl deformacinio elemento sienelės gaminamos kiek įmanoma plonesnės. Įdomus sprendimo būdas yra metalo putų pripildymas į deformacinių zonų vidų – taip gaunamas šiek tiek didesnis sugeriamos energijos kiekis ir išlaikoma panaši masė, taip pat geresnis energijos sugėrimas esant neašiniam

smūgiui. Inovacinis sprendimas yra pritaikyti aliuminio korio tipo elementus, kur gaunama tolygi ir didelė energijos absorbcija [16; 20].



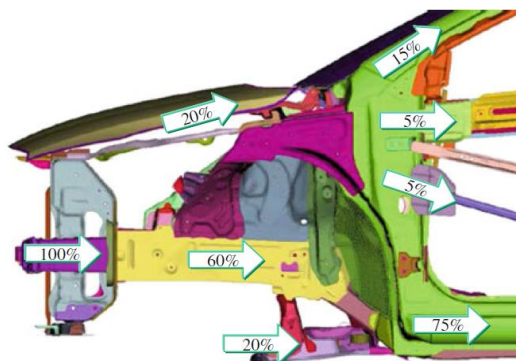
1.5 pav. Deformacinis elementas (crash box) [20]

Lonžeronai yra pagrindiniai laikančiojo kėbulo elementai automobilio priekyje ir gale. Tai išilginės sijos, prie kurių dažniausiai montuojami variklis, pavarų dėžė. Prie priekinių ir galinių lonžeronų yra montuojami standūs porėmiai, prie kurių tvirtinami pakabos elementai. Išilginės sijos turi atlaikyti visas dinamines apkrovas, kurias jiems perduoda paminėti elementai, todėl jie turi būti ne tik stiprūs ar standūs veikiant vertikalioms jėgoms, bet ir atsparūs nuovargiui [20].



1.6 pav. „Audi A8“ 2011m priekiniai ir galiniai lonžeronai [19]

Priekiniai ir galiniai lonžeronai didžiąją kinetinės energijos smūgio dalį sugeria plastiškai deformuodamiesi išilgine kryptimi. Jie yra sujungti su kitais laikančiojo kėbulo elementais (porėmiu, slenksčiais, dugno skersiniais, priekiniais statramsčiais), todėl apkrovas tolygiai paskirsto visam kėbului taip išvengiant jų koncentracijos vienam elementui [3].

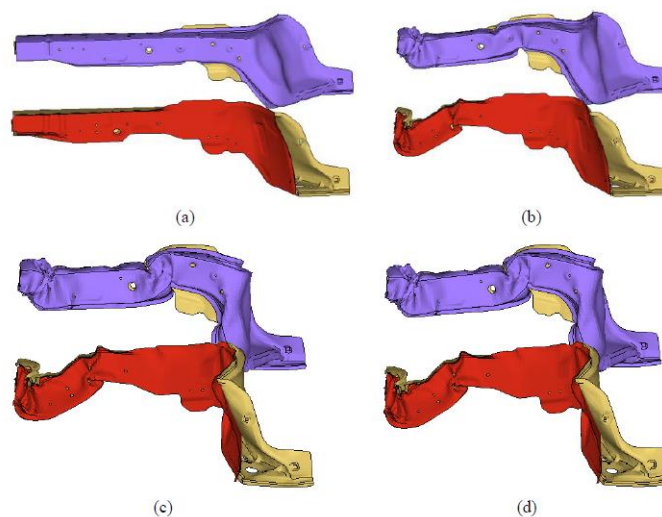


1.7 pav. Frontalinio smūgio metu gautos jėgos išsiskirstymas kitiems kėbulo elementams [16]

Vidurinė deformacinės zonos dalis yra pagrindinė gautos energijos perdavimo grandis visam kėbului. Lonžeronų gamybai naudojami angliniai ar silpnai legiruoti plieno lakštai ar juostos. Plačiausiai paplitęs gamybos būdas yra šampavimas arba lenkimas. Lengvuosiuose automobiliuose taikomi 2.5 – 3.5 mm, sunkvežimiams 5 – 10 mm storio lakštai. Jei storis neviršija 5 mm, tai lonžeronai šampuojami šaltai, o storesniems tenka naudoti karštą šampavimą. Vienetinėje gamyboje naudojami valcuoti dvitėjinio, lovio ar Z tipo profiliai. Esant uždaro profilio lonžeronams, jie gali būti suvirinami vertikaloje plokštumoje iš dviejų šampuotų lovio tipo profilių, kurie gali būti pastovaus arba kintamo skerspjūvio. Siekiant, kad skerspjūvio perėjimas būtų sklandus, reikia vengti įtempių koncentracijos jame, todėl numatomos papildomos detalės, kurios tolygiau paskirsto apkrovą sujungimui. Stiprinimo elementas turi dengti pavojingą zoną daugiau nei 4 – 5 kartus didesniame ilgyje nei pati dengiama zona. Lonžeronų lentynėlėse taip pat privalu vengti įtempių koncentratorių – suvirinimo siūlių, skylių ar sandūrų [7].

1.4. Priekinių lonžeronų deformacija frontalinio smūgio metu

Idealiais lonžeronais laikomi tokie, kurių priekinė deformacinė zona gali sugerti tiek smūgio energijos, kad galiniai daliai jos tektų kuo mažiau ir ji minimaliai pakistų, taip išsaugant saugos narvą su vairuotoju ir priekiniais keleiviais. Taip efektingai sumažinami smūgio metu atsiradę pagreičiai. 1.8 paveiksle matoma, kaip laikui kintant deformuojasi lonžeronas. Praėjus 30 ms visiškai deformuojasi priekinė dalis sugerdama svarbią energijos dalį, 80 ms – pradeda žymiai klypti vidurinė dalis, 120 ms – pagrindinės deformacinės zonos jau sugniuždytos ir likusi energijos dalis perduodama galiniai sričiai, saugos narvui.



1.8 pav. Priekinių lonžeronų deformacijos esant skirtingiems laikams [20]: a) pradinė geometrinė forma; b) forma praėjus 30 ms; c) 80ms; d) 120 ms [20]

Apibendrinant galima teigti, kad pagrindiniai deformacinių zonų tikslai yra:

- sugerti smūgio energiją eismo įvykio pradžioje ir perduoti (išskaidyti) likusią energiją kitiems kėbulo elementams;
- esant mažiems ar vidutiniams greičiams minimaliai sumažinti žalą automobiliui taip sutaupant draudimo kaštus;
- prie didelių greičių nukreipti smūgio metu gaunamas jėgas taip, kad vairuotojo ir keleivio saugos narvas išliktų nepažeistas.

1.5. Medžiagos naudojamos laikančiųjų konstrukcijų gamybai

Šiuolaikinė automobilių pramonė yra labai pažengusi laikančiųjų konstrukcijų tobulinimo bei optimizavimo srityje. Šiuolaikinės laikančiosios konstrukcijos pasižymi dideliu standumu, stiprumu ir santykinai maža mase. Tačiau griežtėjant pasyvaus saugumo reikalavimams, diegiama papildoma saugos įranga, dėl kurios didėja bendra automobilio masė. Dėl padidėjusios masės automobilių kuro sąnaudos išaugo, automobilio dinamika tapo blogesnė. Dėl to konstruktoriai priversti ieškoti geresnių sprendimų, kaip sumažinti transporto priemonės masę. Laikui bėgant laikančiųjų konstrukcijų sandara beveik nepakito, tai tik patvirtina, kad konstrukcijos užtektinai tobulos stiprumo ir standumo atžvilgiu. Taigi siekiant sumažinti masę, reikia taikyti efektyvesnes medžiagas, todėl plieninės konstrukcijos papildomos įvairiais aliuminio, magnio lydiniais bei kompozitinėmis medžiagomis, taip pat vis dažniau laikančiosiose konstrukcijose panaudojami polimerai ar plastikas [5].

Analizuojant naujus ir esamus metalus, jų lydinius, nepakanka žinoti tik jų fizinių savybių, reikia atlikti daug bandymų siekiant iširti mechanines savybes, plastiškumo charakteristikas.

Metalu fizinės savybės – tai metalo tankis, lydymosi temperatūra, polimorfinių (fazinių) virsmų temperatūra, nuodegų susidarymo temperatūra (oksidacijos temperatūra), šiluminė talpa, šiluminis laidumas, elektrinė varža, magnetinės savybės, tamprumo modulis ir kitos.

Mechaninės savybės – apibrėžiamos metalo stiprumu ir plastiškumu [6].

Metalo stiprumas, veikiant statinei apkrovai, vertinamas laikinojo stiprumo riba R_m arba takumo ribomis: $R_e, R_{p0,2}$, (Pa)

$$R_e = \frac{F_e}{S}; \quad (1.1)$$

$$R_{p0,2} = \frac{F_{0,2}}{S}; \quad (1.2)$$

$$R_m = \frac{F_{max}}{S}; \quad (1.3)$$

Čia:

F_{max} – didžiausia jėga užfiksuota tempiant bandinį (N) ;

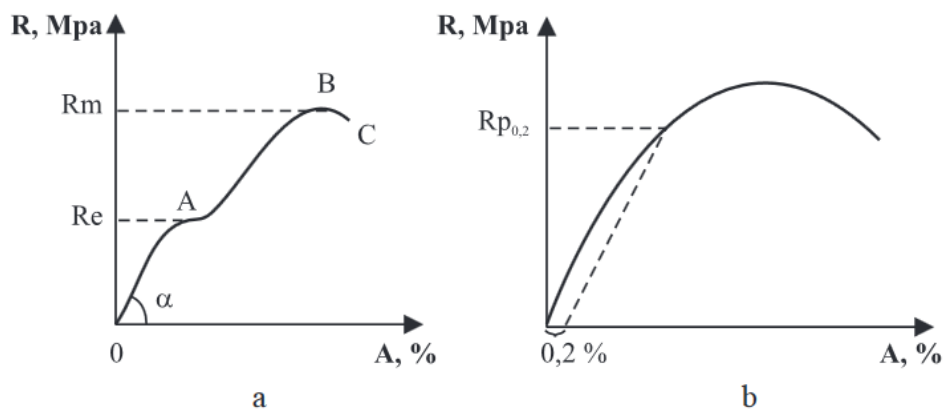
F_e – jėga, kuriai veikiant metalas pradeda deformuotis plastiškai, nedidinant apkrovos (N);

$F_{0,2}$ – jėga, kuriai veikiant atliekamo tempiamo bandinio ilgėjimas sudaro 0,2 % nuo pradinio skaičiuojamojo ilgio (N);

S – pradinis tempiamo bandinio skerspjūvio plotas (m^2);

R_e – fizinė metalo takumo riba (Pa),

$R_{p0,2}$ – santykinė takumo riba, kai metalas neturi ryškios takumo ribos, (Pa) [6].



1.9 pav. Įvairių medžiagų tempimo diagramos [6]: a) plastiškos medžiagos su ryškia takumo riba; b) plastiškos medžiagos be ryškios takumo ribos

Metalu plastiškumo charakteristikos – gebėjimas priešintis tampriajam suirimui.

$$A = \frac{L_u - L_0}{L_0} \cdot 100\%; \quad (1.4)$$

$$Z = \frac{Z_0 - S_u}{S_0} \cdot 100\%; \quad (1.5)$$

čia:

L_0 – pradinis bandinio skaičiuojamosios dalies ilgis, (m);

S_0 – pradinis šios dalies skerspjūvio plotas, (m²);

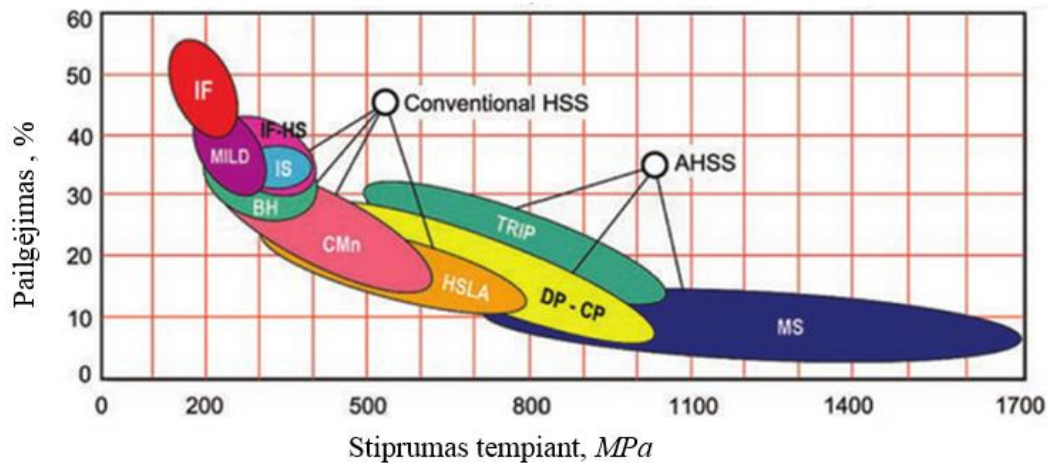
L_u – nutraukto bandinio skaičiuojamosios dalies ilgis, (m);

S_u – nutraukto bandinio skaičiuojamosios dalies skerspjūvio plotas, (m²) [6].

Metalų plastiškumo rodikliai yra santykinis pailgėjimas A ir santykinis skerspjūvio susitraukimas Z . Jie nustatomi statiškai tempiant bandinį.

1.5.1 Plienas ir jo lydiniai

Automobilių pramonėje plačiausiai naudojami konstrukciniai plienai, kurie pasižymi geromis technologinėmis savybėmis. Kėbulų gamybai pritaikoma mažo anglingumo plienai, nes jie plastiški, gerai sugeria smūgius, vibracijas. Specialiai pagaminti legiruoti plienai, kurie naudojami didelį plotą sudarantiems elementams ir yra formuojami sudėtingais būdais. Plienai skirstomi pagal paskirtį: anglies kiekį jame, cheminę sudėtį, kenksmingųjų priemaišų kiekį, lydinio stingimą. Pagal technologines savybes skirstomi į: suvirinamus, plastiškai deformuojamus, lengvai pjaunamus, sustiprinto paviršiaus. Plieno savybės priklauso nuo jo cheminės sudėties (nuo anglies kiekio ir legiravimo elementų), terminio apdorojimo (grūdinimas, atleidimas). Rėmams įprastai naudojama didelio stiprumo plienai (HSS), kurių pagrindą sudaro feritas, konstrukciniai plienai, kurių sudėtyje anglies kiekis siekia iki 0,25 %. Didėjant ekonomiškų ir saugių automobilių paklausai, konstruktoriai ir technologai sukūrė labai stiprų plieną (AHSS). Tai reiškia, kad šio plieno plonesni lakštai gali pakeisti įprastai naudotus storesnius plieno lakštus ir išlaikyti tokį patį stiprumą sumažinus masę. Dabartiniuose automobiliuose šie plienai (AHSS) sudaro apie 40 % laikančiosios konstrukcijos medžiagų. Pradėjus juos naudoti laikančiosios konstrukcijos masė sumažėjo iki 25 %. Dar vienas svarbus šių plienų privalumas yra platus stiprumo ribos pasirinkimas nuo 500 iki 1700 MPa. Kėbulo sritys, kuriose naudojami HSS ir AHSS plienai: deformacinės zonos – priekyje ir gale, lonžeronai, saugos narvas, statramsčiai, stogo skersiniai ir kiti kėbulą stiprinantys elementai. Laikančiajai konstrukcijai dažniausiai naudojami stačiakampiai, kvadrato ar apvalūs plieno profilių strypai, o kai kurie iš elementų sujungiami suvirinant, todėl medžiagos turi pasižymėti geru suvirinamumu [8; 4; 12].



1.10 pav. Įprastinio HSS ir naujo AHSS plienų cheminė sudėtis ir stiprumo ribos tempiant [4]

Apibendrinant galima teigti, kad pagrindiniai plieno privalumai automobilių elementams gaminti yra:

- maža kaina;
- lengvai formuojamas;
- lengvai sujungiamas;
- cinkuoti plienai atsparūs korozijai;
- perdirbamas;
- gerai sugeria energiją avarijos metu;
- Platus stiprumo pasirinkimas atsižvelgiant į paskirtį (iki 1700MPa).

Pagrindiniai plieno trūkumai automobilių elementams gaminti yra:

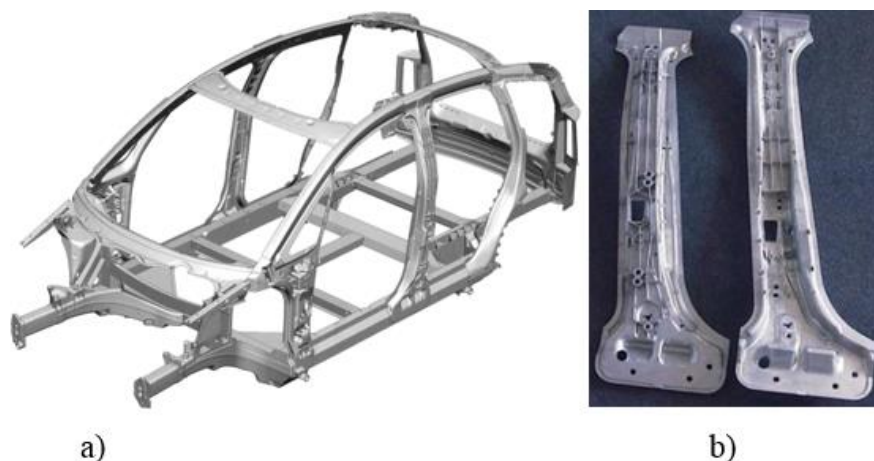
- didelis tankis, todėl sunkesnis nei alternatyvūs metalai;
- neatsparūs korozijai, jei nepadengti antikorozine danga [6].

1.5.2 Aliuminis

Ieškodami naujų kėbulams tinkančių medžiagų, automobilių kūrėjai pirmiausiai susidomėjo aliuminio panaudojimu. Aliuminio tankis 2,5 karto mažesnis nei plieno. Jis plastiškas, atsparesnis aplinkos poveikiui, tačiau lyginant su plienu aliuminio tamprumo modulis yra dvigubai mažesnis. Be to aliuminio kaina yra kelis kartus didesnė. Aliuminio lydinių stiprumo riba tempiant, priklausomai nuo legiruojančių elementų, svyruoja nuo 340 iki 580 MPa. Gaminant kėbulų laikančiąsias konstrukcijas dažniausiai naudojami aliuminio lydiniai, kurių sudėtyje yra tam tikras kiekis magnio

(Mg), silicio (Si), mangano (Mn). Kad pasiektų maksimalų stiprumą minėtos sudėties aliuminio lydiniai yra sendinami specialiu temperatūros režimu. Kėbulų gamybai, lėktuvų konstrukcijoms, vamzdžiams plačiausiai naudojamas duraliuminis. Jį galima štampuoti, tačiau jis neatsparus korozijai, todėl dažnai valcuojamas su plonais gryno Al išoriniais sluoksniais. Grynas aliuminis yra chemiškai aktyvus, todėl jo paviršiuje susidaro tanki ir stipri Al oksido (Al_2O_3) plėvelė, kuri saugo nuo aplinkos poveikio (korozija ore, vandenyje, daugelyje organinių rūgščių). Laikančiojo kėbulo elementams buvo naudojami stiprių aliuminio lydinių štampuoti ir traukti profiliai su daugybe sustandinimo briaunų [4; 12].

„Audi“ automobilių gamintojai yra pirmieji, kurie masiniai automobilio laikančiojo kėbulo gamybai panaudojo vien tik aliuminio lydinis. Tačiau šiuo metu aliuminio laikančiuosius kėbulus pradėjo naudoti „Jaguar“, „Ferrari“, „Aston Martin“ automobilių gamintojai. Iš 1.11 paveikslo matoma, kad „Audi A2“ modelio visas laikantysis kėbulas ir vientisai išlietas B statramstis pagamintas vien tik iš aliuminio lydinių. Kėbulo masė vos 153 kg, tai 43 % mažiau už alternatyvų kėbulą, pagamintą iš plieno. Rėmą sudaro 60 % aliuminio plokščių (panelių), 22 % liejinių ir 18 % ištemptų sekcijų [21].



1.11 pav. „Audi A2“ laikantysis kėbulas pagamintas iš aliuminio [21] a) visa aliuminio kėbulo konstrukcija; b) vientisai išlietas B statramstis

Pagrindiniai aliuminio privalumai ir trūkumai yra:

Privalumai:

- mažo tankio ($2,7 \text{ g/cm}^3$ lyginat su $7,87 \text{ g/cm}^3$ plieno);
- atsparus korozijai;
- didelis šilumos laidumas;
- geras stiprumo ir masės santykis;
- perdirbamas.

Trūkumai:

- didelė kaina lyginant su plienais;
- lyginant su plieniu mažas stiprumas;
- pasižymi prastesnėmis formavimo savybėmis nei plienas;
- sunkiau suvirinamas [8; 21].

1.5.3 Magnis

Magnis – lengviausias metalas naudojamas pramonėje ($\rho=1,74 \text{ g/cm}^3$) ir jis 35 % lengvesnis už aliuminį. Grynas magnis kaitinamas intensyviai oksiduojasi, neatsparus korozijai. Jo mechaninės savybės kaip stiprumas tempiant yra apie 110 MPa, santykinis ištišimas apie 7 %. Dėl šių priežasčių grynas magnis nenaudojamas. Vertinami magnio lydiniai, kurie pasižymi mažu svoriu, gan dideliu stiprumu, geba atlaikyti smūgines apkrovas bei gesinti vibracijas. Automobilių pramonėje dažniausiai naudojami magnio lydiniai su cinku, aliuminiu arba manganu. Termiškai apdirbant magnio lydiniai sustiprinami ir panaudojami automobiliuose (stabdžių būgnai, variklio karteriai, blokai, važiuoklės traversai, kėbulo elementai), aviacijoje [8].

Magnio privalumai :

- labai mažas tankis ($\rho=1,74 \text{ g/cm}^3$);
- didelis vibracijų slopinimas;
- geras masės ir stiprumo santykis;
- lengvai šlifuojami ar poliruojami.

Trūkumai:

- mažas stiprumas tempiant;
- dauguma lydinių neatsparus korozijai;
- sudėtinga liejimo technologija;
- sunkiai suvirinamas;
- didelė kaina [8].

1.5.4 Kompozitinės medžiagos

Tai dviejų ar daugiau chemiškai skirtingų medžiagų derinys. Šiuo metu monokokų gamybai dažniausiai naudojamos kompozicinės medžiagos. Plačiausiai naudojama anglies ir aramidinių (kevlaro) pluoštų armuoti kompozitai bei „sandwich“ tipo kompozitai su aramidiniu arba aliuminio korium. Kaip rišamoji medžiaga dažniausiai naudojamos epoksidinės ar poliesterinės dervos. Kompozitų armavimui paprastai naudojamos pluošto pavidalo medžiagos (amorfines ar kristalines struktūros), tačiau kartais naudojami ir dispersiniai užpildai (stiklo sferos), tačiau paprastai naudojami stiklo, anglies, boro pluoštai. Pastaruoju metu paplito sintetiniai polimeriniai pluoštai [8].

Lengviems kėbulams ypač tinka anglies pluoštas, nes jo tamprumo modulis yra didesnis, o tankis 4 kartus mažesnis nei plieno. Kompozicinių medžiagų stiprumas, standumas ir tankis priklauso nuo armuojančio pluošto ir rišančiosios medžiagos tūrių santykio. Automobilių su erdviniu laikančiuoju rėmu kėbulai dažniausiai gaminami iš stiklo ar anglies pluoštu armuotų plastikų. Vienas iš pagrindinių yra stiklo pluoštas, nes jis yra pigus ir pasižymi dideliu stiprumu, tačiau mažu tamprumo moduliui. Saugos narvų gamybai dažniausiai naudojamas anglies pluoštas, kurio tamprumo modulis siekia 240 GPa, o stiprumo riba yra 2410 MPa. Aramidiniai pluoštai naudojami atsakingose konstrukcijose, kur reikia absorbuoti daug energijos. Aramidinio pluošto (kevlaro) tamprumo modulis svyruoja nuo 59 iki 130 GPa, o tankis svyruoja nuo 1,44 iki 1,46g/cm³. Kevlaro stiprumo riba priklausomai nuo pluošto gali būti nuo 2650 iki 3450 MPa [8; 12].

Apibendrinant galima teigti, kad kompozitai yra labai lengvos, standžios, stiprios ir atsparios aplinkos poveikiui konstrukcijos, turinčios didelį virpesių slopinimo koeficientą, bet brangesnės už plienus, aliuminį ar magnio lydinius.

1.6. Automobilių laikančiųjų konstrukcijų elementų sujungimas

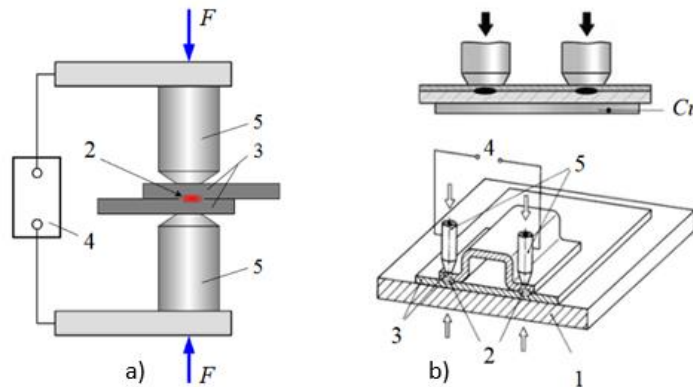
Automobilių laikančiųjų konstrukcijų gamyboje suvirinimas yra labiausiai paplitęs sujungimų tipas, o rečiau – litavimas. Suvirinant sutaupoma 15 – 20% metalo bei pasiekiamas didesnis darbo našumas ir procesas lengviau optimizuojamas. Suvirintos jungtys pagal konstrukciją skirstomos į sandūrines, tėjines, užleistines ir kampines [7].

Automobilių gamyboje plačiausiai naudojami šie suvirinimo būdai:

- kontaktinis (taškinis) suvirinimas;
- lazerinis suvirinimas;
- lankinis suvirinimas apsauginėse dujose (MIG, TIG technologijos);
- lazerinis litavimas;
- plazminis litavimas;

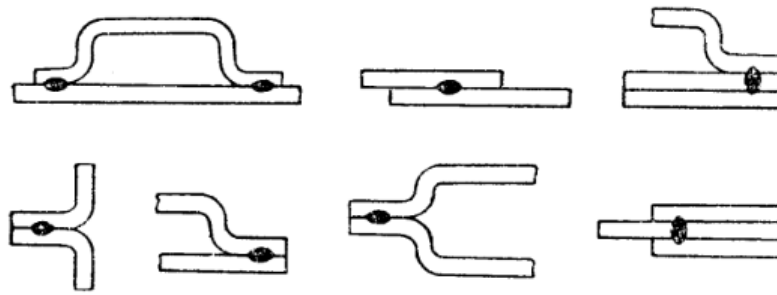
- taškinis panaudojant paviršių trintį [9].

Kontaktinis suvirinimas yra paprastas, greitas ir pigus suvirinimo būdas. Sujungimo vieta suvirinama ne ištisai, o atskiruose taškuose. Proceso metu elektrodų lietimosi zona įkaista išoriniuose ruošinių paviršiuose ir susidaro plastiškai labai maži tūriai, o vidiniai išsilydo. Atitraukus elektrodus spaudimas dingsta, temperatūra krinta ir išlydytas metalas kristalizuojasi sudarydamas suvirinimo tašką. Svarbiausi taškinio suvirinimo parametrai: srovės tankis, suvirinimo trukmė ir elektrodo slėgis. Šis suvirinimo metodas pritaikomas plonoms 0,5 – 5 mm skardoms. Pramonėje naudojami įvairūs taškinio suvirinimo būdai, skirtumas tarp jų tik elektros srovės tiekimo būdas, elektrodų skaičius ir jų išdėstymas. Tačiau labiausiai paplitęs suvirinimas dviem elektrodais, kuomet iš abiejų pusių praleidžiama srovė (1.12 pav. a)). Praktikoje pritaikomas vienpusis suvirinimas kai abu elektrodai yra vienoje suvirinamo ruošinio pusėje (1.12 pav. b)). Norint gauti tankią suvirinimo siūlę, naudojami ritinėlio formos elektrodai [9].



1.12 pav. Kontaktinio suvirinimo būdai [9]: a) dvipusis taškinis suvirinimas; b) vienpusis taškinis suvirinimas; F- elektrodo slėgis; 1 - varinis antdėklo lakštas stipresnei srovei gauti; 2 - siūlės suvirinimo taškas; 3- ruošiniai; 4- maitinimo šaltinis; 5 - kontaktinio suvirinimo elektrodas

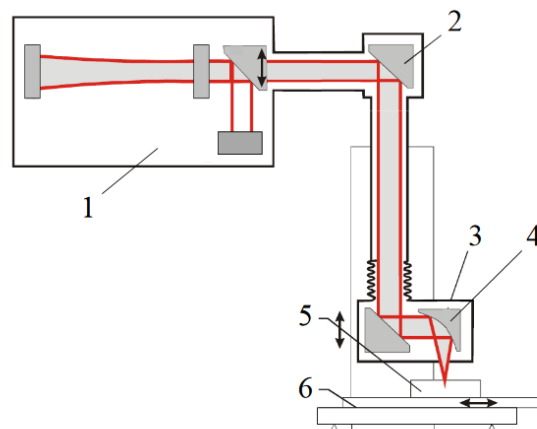
Taškinis suvirinimas taikomas mažangliam, angliniam, mažai legiruotam konstrukciniam ir korozijai atspariam plienui aliuminio ir vario lydinių suvirinimui. Naudojant šį suvirinimo būdą detalės neišsikreipia, o jas jungiant detalės turi labai tiksliai atitikti viena kitą. Taip pat ant paviršių neturi būti cheminių ir metalinių nešvarumų. 1.13 paveiksle pavaizduoti galimi taškinio suvirinimo jungčių tipai [9].



1.13 pav. Kontaktinio taškinio suvirinimo jungčių tipai [9]

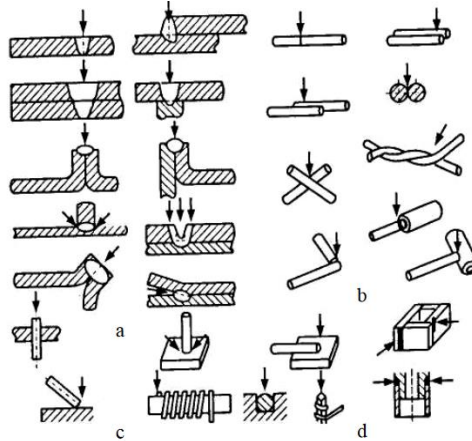
Lazerinis suvirinimas - tai energijos spinduliuotės šaltinis, generuojantis didelės galios elektromagnetinių bangų srautą. Srautas yra monochrominis, koherentiškas, kryptingas, mažos sklaidos, stabilus ir didelio skaisčio. Lazerio spinduliuotė medžiagos paviršių veikia kaip sutelktas energijos srautas. Dėl didelės koncentracijos kaitinimo srityje jis greitai įkaista, išsilydo ir išgaruoja sunkiai lydūs metalai. Pramonėje plačiausiai pritaikomi nuolatinės veikos ir impulsiniai lazeriai (CO₂ dujų lazeriai ir kietojo kūno lazeriai) [9].

- CO₂ – dujų lazeriai. Aktyvioji dujų terpė (helis, neonas, anglies dioksidas, azotas, argonas ir kt.), sužadinama stacionaria aukštos įtampos iškrova. Šie lazeriai pritaikomi gilaus suvirinimo srityje.
- Kietojo kūno lazeriai – itrio, aliuminio, granato ar neodimiu aktyvinto stiklo lazeriai labiausiai paplitę. Šio tipo lazerių privalumai – galimybė perduoti lazerio energiją dideliais atstumais iki 200 m. Pritaikymo sritis – plonų plieno lakštų ir spalvotųjų metalų suvirinimas. Pasirinkus impulsinį režimą galimas taškinis suvirinimas ar litavimas [9].



1.14 pav. Lazerinio suvirinimo įrenginio schema [9]: 1 - lazeris; 2 - spinduliuotės perdavimo sistema; 3 - suvirinimo galva; 4 - fokusavimo sistema; 5 - detalė; 6 - technologinis stalas

Virinant lazeriu yra labai svarbu tiksliai fokusuoti spinduliuotės srautą, nes nuo optinės fokusavimo sistemos židinio nuotolio, spinduliuotės kritimo kampo metalo paviršiaus atžvilgiu bei apdirbamo metalo sugeriamosios gebos priklauso metalo išlydymo gylis. Taip pat daug įtakos siūlės oksidavimuisi ir išlydymo gyliui turi technologinės dujos, kuriose vyksta suvirinimo procesas.



1.15 pav. Lazerinio suvirinimo pavyzdžiai [9]: a - lakštinių medžiagų; b - vielos; c - vielos ir masyvių detalių; d - hermetiškų sujungimų

Lazerinio suvirinimo privalumai: gaunama mažų matmenų siūlė, suvirintos dalys mažai deformuojasi, pats procesas yra labai greitas, našus ir lokalizuotas, lengvai automatizuojamas. Lazerio spinduliuotės srautu galima apdirbi visas žinomas medžiagas. Atsiradus lazeriniam suvirinimui galima atsisakyti brangios šampavimo gamybos [9].

MIG / MAG sujungimo būdas – tai lankinis suvirinimas apsauginėse dujose. Suvirinimui reikalinga viela ir apsauginės dujos. Dujos tiekiamos degiklyje specialiais kanalais į suvirinimo zoną, kurios išstumia orą ir taip apsaugo suvirinimo zoną nuo kenksmingo atmosferos deguonies ir azoto poveikio. MIG būdui naudojamos inertinės dujos (argonas, helis ir jų mišiniai), MAG aktyviosios dujos (anglies dioksidas). Naudojant argono dujas suvirinama tiek lydžiuoju, tiek ne elektrodais. Suvirinimas taikomas lengvoms konstrukcijoms (magnio, aliuminio), konstrukciniam legiruotam plienui, sunkiai lydiems metalams. Anglies diokside suvirinama tik lydžiuoju elektrodu ir priešingo poliarumo nuolatine srove. Dažniausiai naudojamos dujotiekių, naftotiekių, laivų korpusų suvirinimui [9].

MIG/MAG suvirinimo technologijos privalumai:

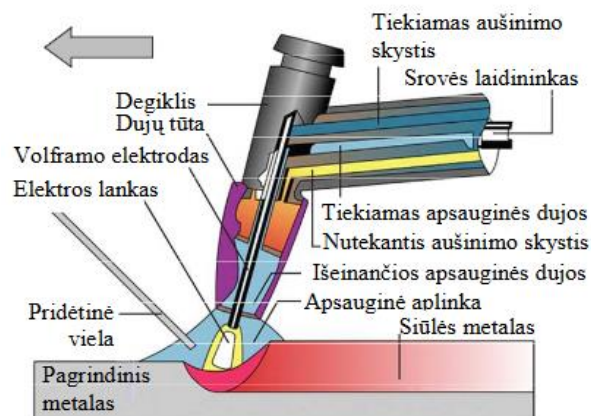
- gera siūlės kokybė;
- didelis našumas;
- galima virinti įvairiose padėtyse;

- automatiškai tiekama viela;
- nereikia naudoti flusų;
- procesas lengvai automatizuojamas.

Minusai:

- negalima virinti lauke, kai pučia vėjas;
- virinant išsitaško daug vielos.

TIG suvirinimo būdas – tai suvirinimas, kurio metu lankas dega tarp volframo elektrodo ir pagrindinio metalo. Lankas uždegamas aukšto dažnio aukštosios įtampos srovės kibirkštimi. Ploniems ruošiniams virinti naudojama >3A nuolatinė ir >10A kintamoji srovė. Jeigu reikia virinti svarbias konstrukcijas, panaudojamos apsauginės dujos. Suvirinimo siūlės metalą sudaro pridėtinis strypas, kuris tiekiamas ranka. Strypas paduodamas periodiškai, jo negalima liesti su volframo elektrodu. Suvirinami paviršiai turi būti švarūs, sausi ir nedažyti [9].



1.16 pav. TIG suvirinimo schema [9]

TIG suvirinimo privalumai:

- siūlės pasižymi geromis mechaninėmis savybėmis;
- metalas nesitaško, neišskiria dūmų ir šlako;
- virinama įvairiose padėtyse;
- galima virinti nerūdijančius plienus, aliuminį, varį, titaną ir jų lydinius [9].

Minusai:

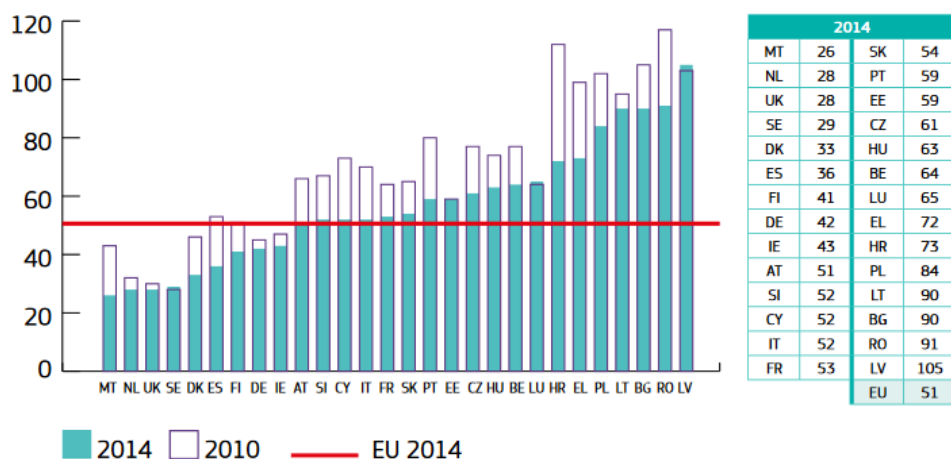
- virinant lauke reikia specialios uždangos;
- pridėtinė medžiaga tiekama ranka.

Aliuminio ir jo lydinių suvirinimas – suvirinant aliuminį, reikia didelės galios ir koncentruotos šilumos šaltinio, nes aliuminis labai laidus šilumai. Taip pat svarbu gerai jį įtvirtinti, nes jis lengvai deformuojasi. Prieš suvirinimą būtina pašalinti oksido plėvelę. Ruošiniai suvirinami glaistytais elektrodais, elektrodinėmis vielomis ir pridėtiniais strypais. Plačiausiai naudojamas suvirinimo būdas yra MMA, rečiau – lankinis suvirinimas apsauginėse dujose ir TIG būdas – mikroplazminis būdas su impulsine srove.

Magnio suvirinimas – magnis minkštas ir plastiškas, jo lydymosi temperatūra 651 °C, magnio konstrukcijos virinamos TIG būdu kintamąją srove. Siekiant, kad nesusidarytų šaltųjų plyšių, suvirinti gaminiai kaitinami 250 °C temperatūroje kas 0,5 – 1h [9].

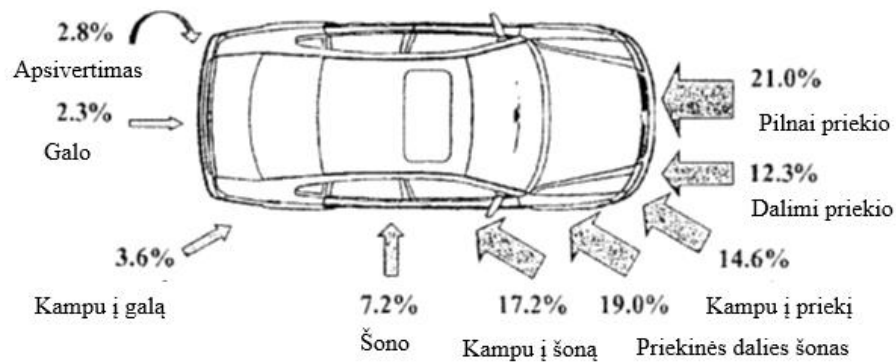
1.7. Automobilio pasyvi sauga

Remiantis Europos kelių saugumo komisijos statistikos duomenimis nuo 2010 metų iki 2014 metų aktuali problema – eismo įvykiu metu žuvę ir sužeisti žmonės. 2.1 paveiksle pateikta eismo įvykių metu žuvusių asmenų skaičius Europos valstybėse vienam milijonui gyventojų. Mažiausiai mirtinų eismo įvykių yra Švedijoje, Olandijoje, Jungtinėje Karalystėje ir Maltoje. Didžiausias žuvusiųjų skaičius užfiksuotas Lietuvoje, Bulgarijoje, Rumunijoje ir Latvijoje kur mirtingumas 90 ir daugiau. Bendras Europos valstybių vidurkis tenkantis milijonui gyventojų 2014 metai yra 51.



1.17 pav. .2010-2014m Europos šalyse žuvusiųjų žmonių skaičius vienam milijonui gyventojų [13]

Automobilio kėbulo zonų (priekinės, šoninės, galinės) pasiskirstymas eismo įvykiuose Europoje pateiktas 1.18 paveiksle.



1.18 pav. Eismo įvykių pasiskirstymas automobilio konstrukcijai [14]

Vienas dažniausiai pasitaikančių susidūrimo atvejų yra priekinis 47,9 %. Šis atvejis buvo išanalizuotas pirmasis atkreipiant dėmesį į automobilio priekyje sėdinčių keleivių saugumą. Yra keletas metodų kaip jie imituojami: pirmas smūgis atliekamas 40% persidengimui, automobilio greitis 64 km/h, antras – frontalinio smūgio testas su pilnu 100% persidengimu, greitis 50 km/h. Testų kliūtys yra įvairios: kietos standžios kliūtys su deformuojama aliuminine plokšte, deformuojamų barjerų ar kita transporto priemone. Šiuo metu automobilių saugumo testai yra privalomi. Kiekvienas lengvųjų automobilių gamintojas išbando jų aktyvųjų ir pasyvųjų saugumą prieš pradėdamas jų masinę gamybą. Didžioji dalis pasyviojo saugumo bandymų atliekami gamintojų laboratorijose. Pasaulyje autoritetingiausi ir populiariausi:

- Europos naujų automobilių vertinimo programos (Euro NCAP).
- Nacionalinė JAV kelių eismo saugumo administracija (NHTSA).

Tačiau daug testų atlieka ir pačios automobilių gamyklos. Jų testai būna griežtesni ir įvairesnių tipų nei autoritetingų gamintojų laboratorijose. Garsų bandymo centrą turi „Volvo“ Geteborge, antras po „Volvo“ laikomas „Nissan“ saugos centras Jokosukoje.

1.8. Euro NCAP priekinio smūgio testai

1997 m. Euro NCAP pradėjo pasyvaus saugumo testus populiariems Europoje naudojamiems automobiliams. Pagal oficialią tvarką Europoje numatomas frontalinio smūgio testas (R64), kurio metu smūgis atliekamas 40 % persidengimui, o automobilio greitis 64 km/h (1.18 pav.) ir smūgiuojama vairuotojo puse. Siekiant tolygiau paskirstyti apkrovą, kliūtis (barjeras) dengiama aliuminio konstrukcija. Atlikus testą analizuojama kaip deformavosi laikančioji konstrukcija, kiek pasislinko pedalai, vairas, kaip pakito vairuotojo ir keleivio erdvė, ar atsidaro durys, nuodugniai ištiriami

duomenys, kuriuos užfiksavo daugybė jutiklių. Atliekant 40 % persidengimo testą nustatyta, kad lonžeronams tenka apie 25 % visos smūgio kinetinės energijos [22].



1.18 pav. Frontalinio smūgio testas esant 40 % persidengimui [22]

Atsižvelgiant į dažniausiai pasitaikantį frontalinį susidūrimo atvejį, nuo 2015 metų sausio pradėtas naujas frontalinio smūgio testas su pilnu 100 % persidengimu, greitis 50 km/h (1.19 pav.). Automobilio priekyje, vairuotojo vietoje, pasodinamas smulkaus sudėjimo moterį atkartojantis manekenas, toks pat ir ant galinės sėdynės, nes smulkaus sudėjimo žmonės yra labiau pažeidžiami. Testo metu lonžeronams tenka apie 40 % sugeriamos energijos, kita didelę dalį sugeria priekinis automobilio porėmis [22].



1.19 pav. Frontalinio smūgio testas esant 100 % persidengimui [22]

Tobulinat automobilius, jų kėbulai tapo standesni ir tai padėjo sumažinti galvos ir kojų traumų skaičių, tačiau padidėjus standumui atsiranda ir didesnis stabdymo pagreitis, kuris gali būti labai pavojingas. Šio testo pagrindinis tikslas yra ištirti apsaugos sistemų veikimą sėdimose pozicijose ir nustatyti balansą tarp maksimalaus standumo ir minimalaus stabdymo pagreičio [22]. Bendrai vertinat pasyviojo saugumo kriterijus vienas pagrindinių yra konstrukcijos elementų gebėjimas sugerti kiek įmanoma daugiau smūgio energijos taip sumažinant lėtėjimo pagrečius iki saugios ribos.

1.9. Mechaniniams dydžiams matuoti naudojami prietaisai

Technikoje mechaninėms jėgoms ir momentams, mechaninėms įtemptims ir deformacijoms matuoti plačiausiai taikoma vizualieji, mechaniniai, elektromechaniniai, optiniai, ultragarsiniai, fototamprumo metodai. Vizualieji matuojamieji dydžiai nustatomi apytiksliai – akimis. Tarkim, matuojant jėgas arba momentus spyruokliniais mechaniniais dinamometrais, apytiksliai nustatomas mechaninių įtempių bei deformacijų dydis. Mechaniniai matavimo metodai pagrįsti metalinių plokštelių arba elementų defomavimusi. Jie dažniausiai taikomi statinėms mechaninėms deformacijoms matuoti.

Elektromechaniniai matavimo metodai gali būti pagrįsti tenzometrijos principu (puslaidininkio arba metalinio rezistoriaus varža kinta priklausomai nuo jos deformacijos). Naudojami induktyvieji talpiniai pjezoelektriniai ir kiti keitikliai. Elektromechaninių metodų pranašumas – jų paprastumas, pati matuojamųjų dydžių sritis, didelis matuojamųjų dinaminė apkrovų dažnis, galimybė sustiprinti elektrinį signalą, jį registruoti ir apdoroti kompiuteriais. Tai viena plačiausiai naudojamų sričių.

Mechaniniams dydžiams – jėgoms, momentams, įtemptims, deformacijoms matuoti daugiausiai naudojami puslaidininkiniai tenzorezistoriniai keitikliai (vieliniai, plėveliniai, puslaidininkiniai). Vienas jų pranašumų yra didelis jautris mechaninėms deformacijoms. Keitikliai yra mažai ir nesunkiai kalibruojami – prie tampriojo elemento prikljuojami arba priveržiami varžtais, kuriais galima tirti statinius bei dinامينius pokyčius [10].

2. TIRIAMOJI DALIS

Šiuolaikinės transporto priemonės laikančiosios konstrukcijos projektavimas yra sudėtingas, nes reikia išspręsti daug uždavinių susijusių su eksploatacinėmis savybėmis ir saugumu. Kadangi, daugumos lengvųjų automobilių laikančiosios konstrukcijos susideda iš karkaso, į kurį integruotas rėmas reikia tiksliai įvertinti, eksploatacijos parametrus.

2.1. Automobilio priekinio lonžerono skaičiavimo metodika

Vieni svarbiausių faktorių įtakojančių mechanines charakteristikas yra metalo nuovargis ir korozija. Korozija atsiranda veikiant oro drėgmei, druskoms, temperatūros pokyčiams. Kai kurie konstrukcijos elementai dėl korozijos gali visai suirti ar prarasti svarbias mechanines savybes. Eksploatacijos metu konstrukciją nuolatos veikia kintamos apkrovos atsirandančios automobiliui greitėjant, lėtėjant, keičiant kryptį, veikiant jėgos agregatams ar važiuojant nelygiu keliu. Dėl nuovargio joje gali atsirasti įtrūkimų, kurie dar labiau padidintų korozijos greitį.

Dažniausiai prieš pradėdant sudėtingus, brangius, ilgai užtrunkančius konstrukcijos skaičiavimus atliekami pradiniai skaičiavimai, kurių metu įvertinama ar konstrukcija atitinka nustatytus reikalavimus. Tikrinama, ar laikančioji konstrukcija tinkamai suprojektuota agregatų tvirtinimui ir nustatomos jos eksploatacinės ribos. Preliminarių skaičiavimų metu nevertinami eksploataciniai pažeidimai. Skaičiavimas plačiausiai naudojama struktūrinių paviršių ir strypų modeliavimo metodika.

Taikant strypų modeliavimo metodą atliekami pirminiai skaičiavimai. Metodo metu laikančiosios konstrukcijos kūbulas išskaidomas į erdvinį rėmą. Pritaikius sijų baigtinių elementų metodą (BEM) galima nustatyti elementų jėgų ir poslinkių santykius.

$$[K]\{u\}=\{F\}; \quad (2.1)$$

čia:

K - konstrukcijos standumo vektorius;

u - poslinkio vektorius;

F - struktūrą veikiančių išorinių apkrovų vektorius.

Sijos, kaip matematiniai objektai, leidžia nesudėtingai aprašyti laikančiąją konstrukciją, įvertinus gautus įtempimus ir deformacijas. BEM metodu konstrukcijos apibrėžimas:

- Visi strypai apibūdinami, kaip jungtis turinti po šešis laisvės laipsnius tarp dviejų mazgų, kuri apibrėžiama sukimo ir lenkimo inercijos momentais bei skerspjūvio plotu.

- Modeliuojant standžias ar lanksčias jungtis parenkamas strypų sujungimo būdas.

Strypų sujungimas į bendrą sistemą pradedamas nuo CAS modelio sudarymo, aprašomi esamų modelių elementai, numatomi struktūriniai skerspjūviai.

Skaičiavimo etapus sudaro:

- jau esamos struktūros profilių pritaikymas naujai struktūrai kurti;
- modifikuotų profilių matmenų taikymas;
- kuriami mazgai, pakeistoje struktūroje;
- profilių centrinių linijų nustatymas;
- naudojamų strypų inercijos momentų ir skerspjūvio ploto aprašas;
- nustatomas apkrovos ir ryšiai;
- parenkami įtvirtinimai [17].

Metodų privalumai konstrukciją galima nesunkiai modifikuoti tiesiog pakeičiant geometrinius matmenis ar pridėdant, išimant papildomus strypus. Visi pakeitimai turi įtakos bendram konstrukcijos rezultatui. Taikant šį metodą labai patogų per trumpą laiką išanalizuoti daug skirtingų modelių.

2.2. Tiriama automobilio apžvalga ir lonžerono išardymo priemonės

Atlikti eksperimentiniams tyrimams pasirinktas automobilis „Opel Corsa D“ gamybos metai 2006-2014. Automobilio klasė priskiriama prie B1 sektoriaus „maži automobiliai“. „Corsa D“ kurta ant naujos SCCS platformos, kartu su „Fiat Grande Punto“. Galimos dvi kėbulo versijos trijų ir penkių durų. Variklių pasirinkimas nuo 1 – 1,4 L benzininių ir 1,3 L – 1,7 L dyzelinių variklių.



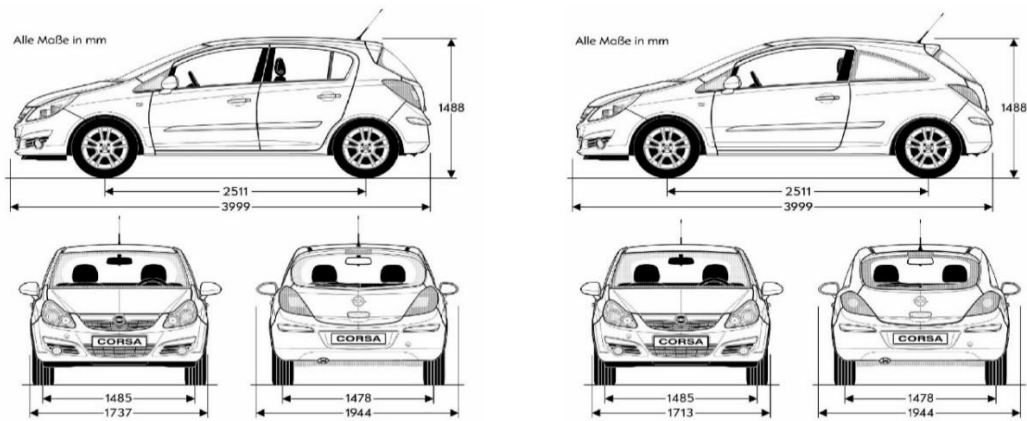
a)



b)

2.1 pav. „Opel Corsa D“ modelis a) trijų b) penkių durų [23]

Automobilio geometriniai parametrai milimetrais pateikti 2.2 paveiksle, iš kurių matoma, bendras automobilio ilgis yra 3999, aukštis 1488, plotis 1944, atstumas tarp ašių 2511, priekinių ratų tarpvėžė 1485, galinių 1478. Bendra automobilio masė 1075 kg.



2.2 pav., Opel Corsa D“ kėbulo geometriniai parametrai [25]

Lyginant su pirmąsiais modeliais „Opel Corsa D“ gan stipriai pažengė pasyvaus ir aktyvaus saugumo srityje. Priekyje esančių suaugusio vairuotojo ir keleivio saugumas įvertinamas 34 taškais, o tai atitinka 5 žvaigždučių aukščiausią įvertinimą. Vaikų-keleivių amžiaus grupė 18 mėnesių ir 3 metai saugumo testo metu surinkta 32 taškai ir 3 žvaigždutės. Pėsčiųjų testo rezultatai taip pat labai geri – 19 taškų ir 3 žvaigždutės 9 iš 4 galimų.



Suaugusiųjų saugumas



- Geras
- Pakankamas
- Ribinis
- Mažas
- Labai mažas

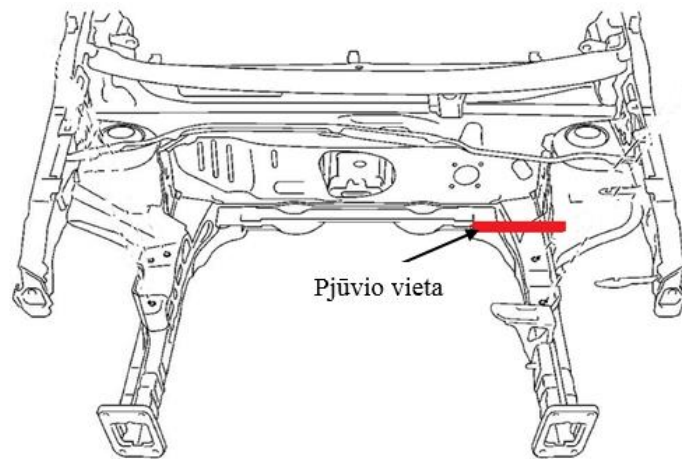
Pėsčiųjų saugumas



- Geras
- Pakankamas
- Ribinis

2.3 pav. „Opel Corsa D“ EURONCAP saugumo testų rezultatai [24]

Iš pasirinkto automobilio natūriniais eksperimentams buvo išmontuotas priekinis kairys lonžeronas. Kadangi nėra apibrėžta ties kuria vieta reikia pjauti lonžeroną, tai pjovimo zona parinkta pagal galimybę prieti (žr. 2.4 pav.). Pjūviui panaudotas diskinis pjovimo įtaisas. Neretai naudojamas apvalusis kėbulų pjūklas su disku ar pneumatinis pjūklas.



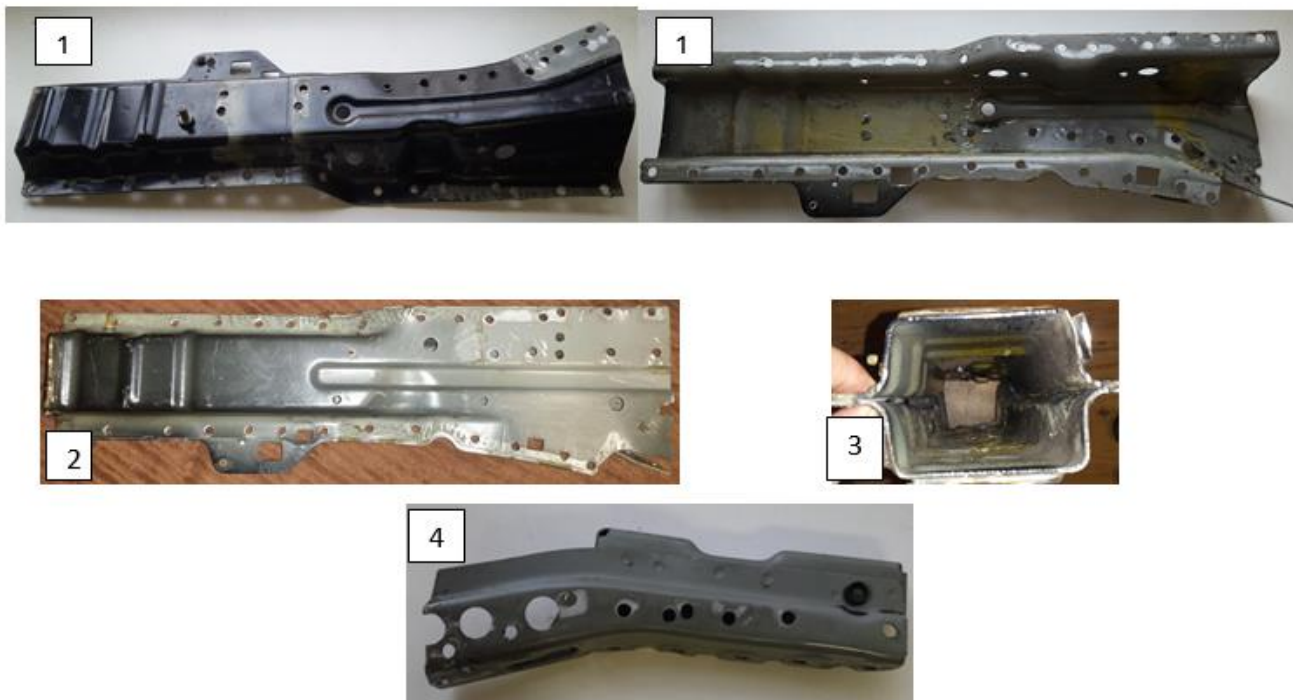
2.4 pav. „Opel Corsa D“ priekinė laikančiosios konstrukcijos dalis su pažymėta lonžerono pjūvio vieta [26]

Išpjauta detalė pateikta 2.5 paveiksle. „Opel Corsa D“ lonžeronai pagaminti iš dviejų skardos lakštų, kurie sujungti taškiniu suvirinimu. Dažniausiai pasitaikantis taškinio suvirinimo jungties skersmuo būna 5-6 mm. Norint išardyti dalis, taškinis suvirinimas nugręžiamas specialiu grąžtu, kurį naudojant nereikia kiaurai pragręžti abiejų skardų. Esant 5-6 mm skersmens sujungimui naudojamas 8 mm skersmens grąžtas.



2.5 pav. „Opel Corsa D“ priekinis lonžeronas: a) geometrijos nuokrypiai; b) standumo briauna; punktyrais pažymėta stiprintuvo vieta

Siekiant geriau išanalizuoti lonžerono struktūrą – jis buvo išardytas, o jo sandara parodyta 2.6 paveiksle. Galima pastebėti, kad galinėje lonžerono dalyje yra papildomas konstrukcinis elementas (stiprintuvai), skirtas sustiprinti galios agregatų tvirtinimo taškus ir sustandinti lonžeroną. Pateiktame paveiksle matomi geometrijos nuokrypiai, skirti valdyti klūpdyimo eigą smūgio metu. Standumo briaunos skirtos norint sustandinti skardos lakštus. Dažniausiai standumo briaunos profilio įlinkimai padaromi panaudojant štapavimo technologiją. Pagrindinių skardos lakštų sujungimas susideda iš 28 taškinio suvirinimo taškų. Stiprintuvas su lonžerono profiliais sujungtas per 19 taškinio suvirinimo taškų.

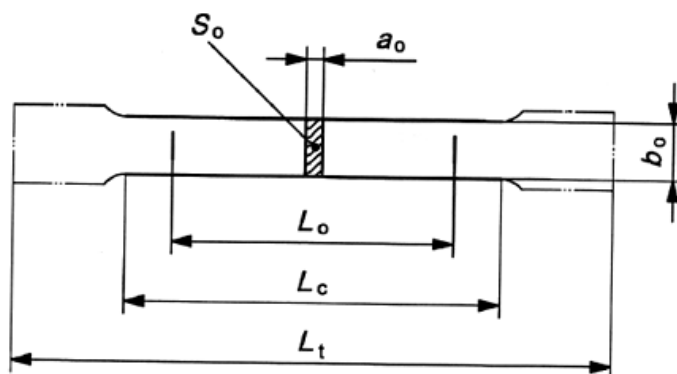


2.6 pav. Išardytas lonžeronas: 1-2 pagrindiniai skardos profiliai; 3- vaizdas iš priekio; 4 - stiprintuvas

Siekiant sumažinti korozijos plitimo greitį, lonžerono vidus padengtas specialia antikorzine danga. Korozijos paveikta konstrukcija gali turėti labai didelę įtaką energijos sugėrimui, o tai paveikia pasyvųjį saugumą.

2.3. Automobilio priekinio lonžerono medžiagų mechaninių charakteristikų nustatymas

Siekiant ištirti, iš kokių medžiagų buvo pagaminti lonžeronai, buvo atlikti tempimo bandymai Kauno Technologijos Universiteto medžiagų atsparumo laboratorijoje. Pagal LST EN ISO 6892 – 1: 2009 standartą buvo paruošti plieno bandiniai. Geometrinių parametrų nustatymo schema 2.7 paveiksle.



2.7 pav. Metalo bandymo parametrų schema

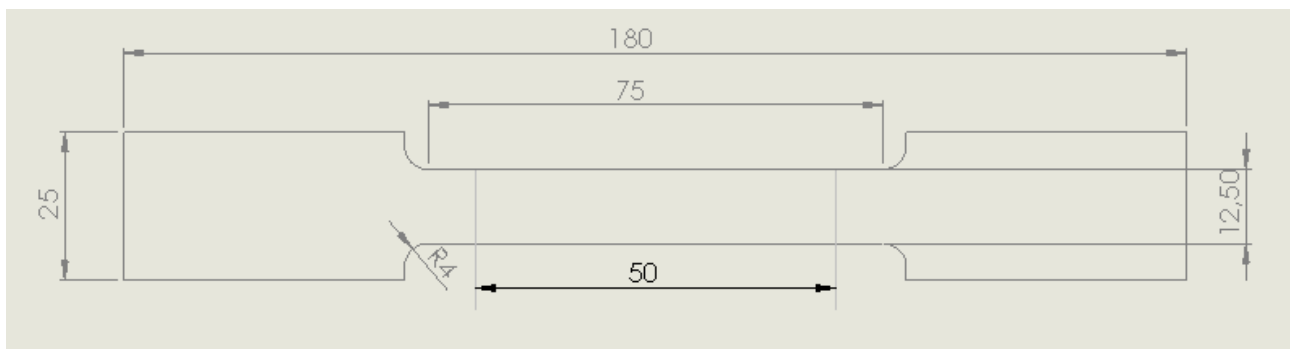
Ruošinio geometrinių parametru matmenys parenkami iš LST EN ISO 6892 – 1: 2009 standartus atitinkančių duomenų (žr. 1 lentelė). Bandinio kraštų plotis, už kurių jis įtvirtinamas turi būti ne mažesnis $\geq 1,2 b_0$.

1 lentelė

Geometrinių parametru matmenys

Bandinio tipas	Bandomos dalies plotis b_0 , mm	Bandomos dalies ilgis L_0 , mm	Ilgis iki praplatėjimo L_c , mm		Bandinio ilgis iki griebtuvų, mm
			Mažiausias	Rekomenduojamas	
1	12,5	50	57	75	87,5
2	20	80	90	120	140
3	25	50	60	-	-

Siekiant nustatyti mechanines medžiagos charakteristikas, buvo pasirinktas pirmasis bandinio tipas pagal kurį buvo atliktas tempimas. Iš priekinės išilginės sijos buvo paruoštos 3 plieno ruošinių plokštelės, kurių tiriamos zonos ilgis $L_0 = 50$ mm, plotis $b_0 = 12.5$ mm, storis $a_0 = 1.8$ mm.



2.8 pav. Naudoto bandinio matmenys

Pasirinktų medžiagų ruošiniai prieš tempimą pateikti 2.9 paveiksle. Bandinių paviršius ties griebtuvais buvo sušiuurkštintas, siekiant išvengti griebtuvų praslydimo, tempimo metu.



2.9 pav. Pradiniai plieno ruošiniai prieš tempimą

2.10 paveiksle galima matyti pradinio plieno ruošinius po tempimo, kurie nutrūko.



2.10 pav. Nutraukti ruošiniai

Tempimo bandymai atlikti naudojant universalią 5 kN bandymų mašiną (žr. 2.11 pav.). Matavimo sistema susideda iš kompiuteryje įdiegtos programinės įrangos, kuri sujungta su matavimo jutikliais. Mašinos griebtuvų judėjimo diapazonas 10 – 50 mm/min. Poslinkiai fiksuojami naudojant induktyvų poslinkio keitiklį WA 50, kurio tikslumas $\pm 0,1$ mm, tikslumo klasė 0,2. Jėgos vertės fiksuojamos slėginiu jutikliu.



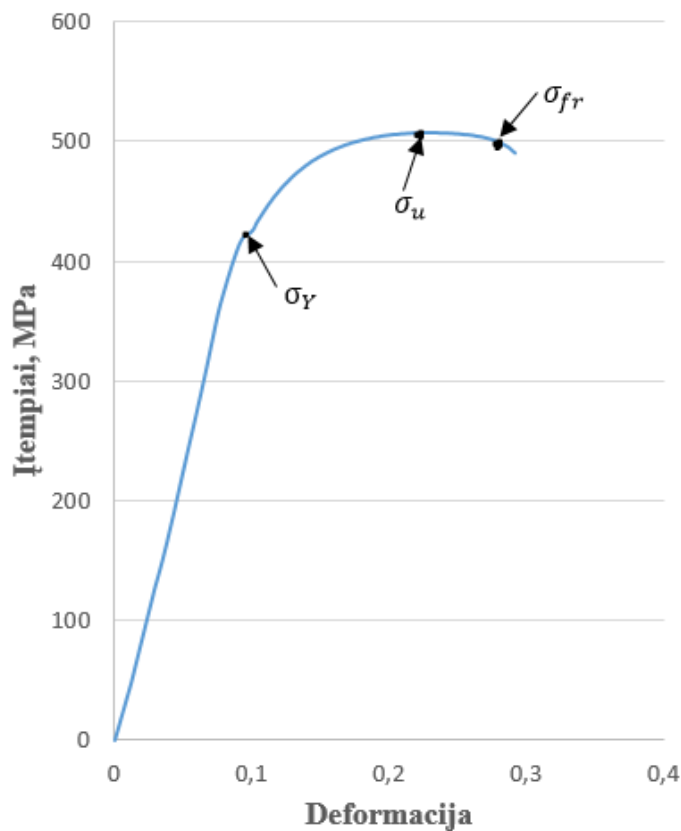
a)



b)

2.11 pav. a) Universali 5 kN tempimo bandymų mašina; b) poslinkio jutiklis

Atlikus tempimo bandymus ir išanalizavus gautas deformacijų ir jėgų diagramas, nustatytos mechaninės charakteristikos ir ryšys tarp jų, kur padarytos įtempimų ir deformacijų diagramos (žr. 2.12 pav.).



2.12 pav. Eksperimentinė plieno tempimo diagrama

Abscisių ašyje atidedamos deformacijos \mathcal{E} , jos randamos:

$$\mathcal{E} = \frac{\delta}{L_0}; \quad (2.2)$$

čia:

δ – pailgėjimas;

L_0 – pradinis bandinio ilgis (m).

Pailgėjimas δ išreiškiamas kaip skirtumas tarp bandinio ilgio po tempimo L (m) ir pradinio ilgio L_0 (m), išraiška:

$$\delta = L - L_0; \quad (2.3)$$

Ordinačių ašyje atidedamos įtempimų reikšmės σ (Pa). Įtempimai apskaičiuojami:

$$\sigma = \frac{F}{A_0} = \frac{F}{b_0 \cdot a_0}; \quad (2.4)$$

Jėgos F vertė (N) fiksuojama bandymo metu, o pradinis bandomos dalies skerspjūvio plotas apskaičiuojamas iš turimų bandinio geometrinių parametrų:

$$A_0 = b_0 \cdot a_0; \quad (2.5)$$

Atlikus eksperimentinius tyrimus, pasiekus takumo ribą yra nustatomi takumo įtempimai σ_y [1]:

$$\sigma_y = \frac{F_y}{A_0}; \quad (2.6)$$

čia:

F_y – jėga atitinkanti takumo ribą (N);

A_0 – pradinis skerspjūvio plotas, (m²).

Tęsiant tempimą padidėjus apkrovai pasiekama stiprumo riba σ_u , (Pa):

$$\sigma_u = \frac{F_u}{A_0}; \quad (2.7)$$

čia:

F_u – didžiausia jėga užfiksuota per tempimo bandymą (N);

A_0 – pradinis skerspjūvio plotas.

Vėliau bandinyje išryškėja būsima nutrūkimo vieta, susidaro kaklelis, vietinis bandinio suplonėjimas. Toliau ruošiniui ilgėjant įtempimai ir apkrova mažėja, o tęsiant tempimą – bandinys nutrūksta, o trūkio taške fiksuojama suirimo jėga F_f , (N). Trūkio įtempimas σ_f [1]:

$$\sigma_f = \frac{F_f}{A_f}; \quad (2.8)$$

čia:

F_f – jėga, kuriai esant bandinys nutrūksta;

A_f – trūkio bandinio skerspjūvio plotas, (m²).

Gauti rezultatai yra apdorojami pritaikius matematinės statistikos metodą. Iš trijų bandymų rezultatų, aritmetinio vidurkio paimamos mechaninių charakteristikų vertės.

Aritmetinis vidurkis apskaičiuojamas:

$$X = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (2.9)$$

čia:

n – bandinių skaičius;

x_i - i -ojo bandinio eksperimentinis matavimo rezultatas.

Medžiagos plastiškumą aprašo lyginamasis skerspjūvio susiaurėjimas Z , kuris apskaičiuojamas pagal lygybę:

$$Z = \frac{A_0 - A_f}{A_0}, \quad (2.10)$$

čia:

A_0 – pradinis bandinio skerspjūvio plotas;

A_f – bandinio skerspjūvio plotas suirimo metu.

Rastos plieno mechaninės charakteristikos surašytos antroje lentelėje.

2 lentelė

Gautos plieno mechaninės charakteristikos

Medžiaga	ρ , kg/m ³	E, GPa	σ_u , MPa	σ_y , MPa	σ_f , MPa	ν
Plienas	7860	210	510	420	490	0,3

Taigi buvo iširta medžiaga naudojama „Opel Corsa D“ priekiniuose lonžeronuose, nustatytos pagrindinės mechaninės charakteristikos, taipogi pagilintos žinios medžiagų mechanikoje, nubrėžta įtempimų – deformacijos diagrama.

2.4. Deformacinių elementų kvazistatinio kludymo bandymo metodika ir struktūra

Prieš atliekant kvazistatinio kludymo bandymus reikia išanalizuoti tiriamo lonžerono kritinę jėgą, prie kurios konstrukcija praranda stabilumą. Žinant šią jėgos vertę galima parinkti reikiamą gniuždymo mašinos galią. Lonžerono konstrukcija priskiriama prie plonasienių elementų. Skaičiuojant tokio tipo konstrukcijos stabilumą galimos dvi uždavinių sprendimo kryptys:

- Kritinės jėgos skaičiavimas.
- Deformacijos elgsena, viršijus kritinę jėgą.

Konstrukcijos stabilumas suprantamas kaip gebėjimas grįžti į pradinę padėtį nustojus veikti išorinei apkrovai. Pasiekus kritinę jėgą konstrukcijos forma visiškai nebegrįžta į nedeformuotą formą, o tokia būseną laikoma nestabilia. Dažniausiai stabilumo uždavinių skaičiavimas grindžiamas energinių kriterijų principais. L. Oileris nagrinėjo strypo kritinės jėgos priklausomybę nuo jo geometrinių ir medžiagos charakteristikų.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{(\mu \cdot L)^2}; \quad (2.11)$$

čia:

E – tamprumo modulis;

I_{min} – minimalus skerspjūvio inercijos momentas;

μ – koeficientas priklausantis nuo įtvirtinimo sąlygų;

L - klupdomo strypo bendras ilgis.

Kita svarbi metodika yra pasiūlyta S. P. Timoschenko. Jo metodas taikomas pasireiškus erdviniams plonasienu strypų deformavimosi atvejams. Analitiniams skaičiavimams sukurta išraiška:

$$\sigma_{kr} = \frac{2E}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \cdot \frac{t}{d}; \quad (2.12)$$

čia:

t - cilindro sienelės storis;

d - vidutinis cilindro skersmuo;

ν –Puasono koeficientas.

Taikant šia S. P. Timoschenko lygtį svarbu atsižvelgti į jos galiojimo ribą, kuri yra medžiagos tamprumo ribose. Perrašius lygtį gaunamas geometrinių d/t matmenų santykis. Kritiniai įtempiai pasiekiami medžiagai nepasiekus plastinių deformacijų [18].

$$\frac{d}{t} \geq \frac{2}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \cdot \frac{E}{\sigma_y}; \quad (2.13)$$

Tiriamas „Opel Corsa D“ lonžerono medžiagos takumo ribos įtempimai $\sigma_y = 410$ MPa, sienelės storis $t = 1.8$ mm. Pritaikius 2.13 lygtį gaunama sąlyga, iš kurios santykis $d/t \geq \frac{2}{\sqrt{3(1-0.3^2)}} \cdot \frac{210 \cdot 10^9}{410 \cdot 10^6} = 619$. Numatomas lonžerono profilio skersmuo turėtų būti 1114 mm. Taigi, vadovaujantis 2.13 lygtimi, kritiniai klupdymo įtempimai pasiekiami jau viršijus tamprumo ribą.

Elementui ar konstrukcijai praradus stabilumą plastinių deformacijų zonoje kritinė jėga skaičiuojama pagal tokią išraišką:

$$F_{kr} = \frac{E \cdot \pi^2 \cdot t^3}{3(1-\nu^2) \cdot b^2}; \quad (2.14)$$

čia:

E – tamprumo modulis;

T – elemento sienelės storis;

b – klupdomo elemento plotis.

Analitiniai kritinės klupdymo jėgos skaičiavimo rezultatai gaunami didesni už realius, nes neįvertinami geometriniai iškilimai ir kiti faktoriai, kuriuos skaičiuojant analitiškai sunku įvertinti.

Sugeriamos energijos kiekis apskaičiuojamas naudojantis gniuždymo jėgos-poslinkio diagrama, diagramos pavyzdys pateiktas 2.13 paveiksle.

Energija yra lygi plotui apribotam diagramos:

$$E_0 = \int_0^1 F_{kl}(s) ds; \quad (2.15)$$

čia:

F_{kl} – gniuždymo jėga;

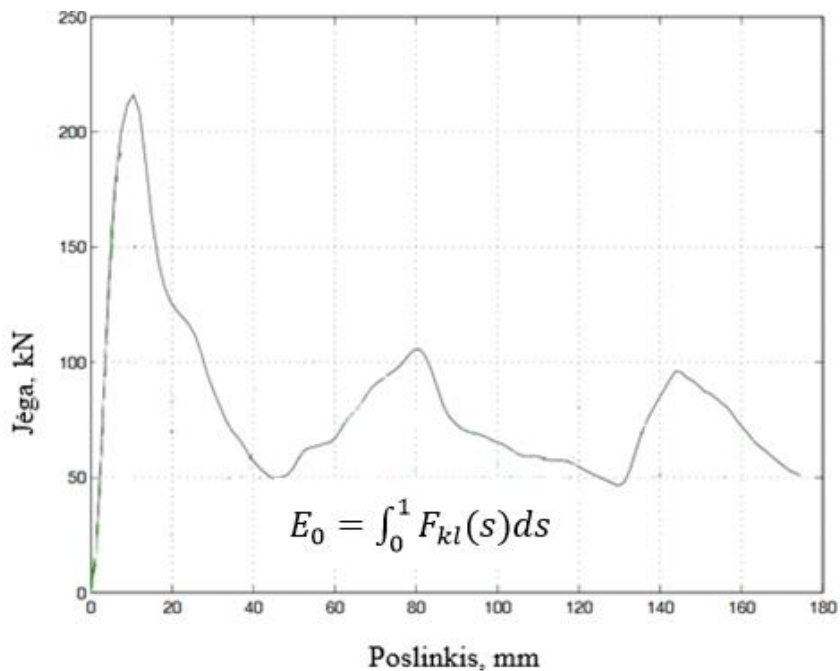
S – elemento deformacija.

Vidutinė klupdymo jėga apskaičiuojama:

$$F_{kl.vid} = \frac{E_0}{S}; \quad (2.16)$$

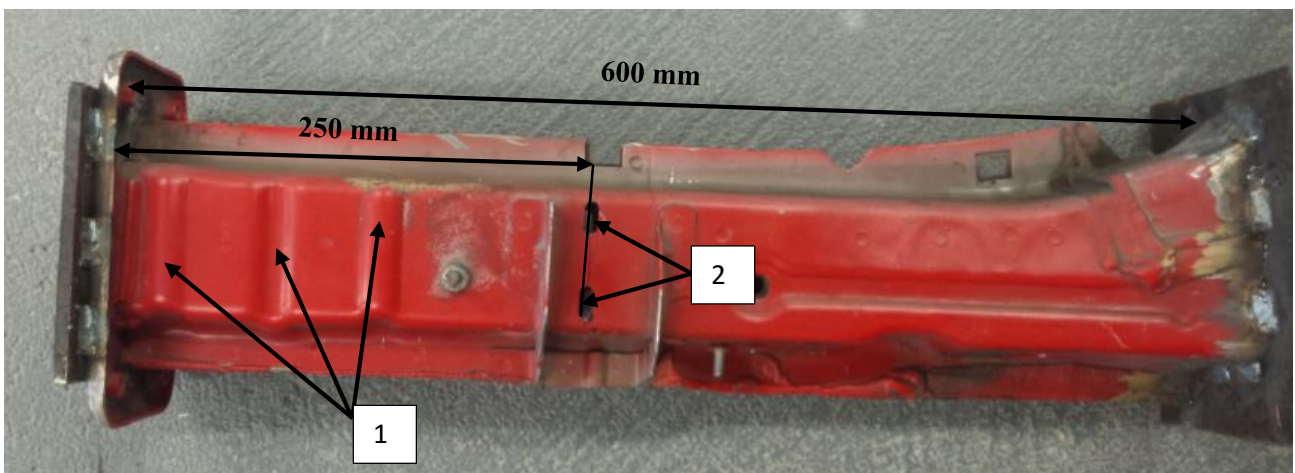
Sugeriamas energijos kiekis, tenkantis tūrio vienetui randamas:

$$e_v = \frac{E_0}{A \cdot S} \quad (2.17)$$



2.13 pav. Kvazistatinio gniuždymo metu veikiančios jėgos – poslinkio diagrama [11]

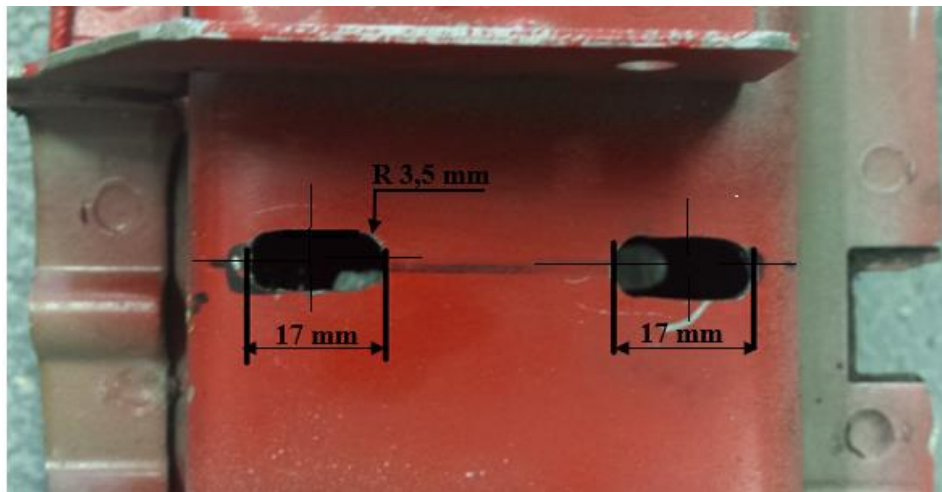
Tyrimo metu siekiama išanalizuoti „Opel Corsa D“ priekinio kairės pusės lonžerono deformacijos eigą. Kvazistatinio klūpdymo metu siekiama iširti du lonžeronus. Vienas lonžeronas su 4 papildomais įtempimų koncentratoriais (ovaliomis skylėmis), kuris pavaizduotas 2.14 paveiksle, antras – originalus ir be jokių pakeitimų. Pradinis abiejų bandinių ilgis $L= 600$ mm. Prie lonžeronų galų privirintos 8 mm storio plokštelės, skirtos stabiliau įtvirtinti ir tolygiau apkrauti tiriamus bandymus.



2.14 pav. Papildomai susilpnintas tiriamas lonžeronas: 1 - geometriniai nuokrypiai; 2 - papildomos ovalios skylės

Analizuojant mokslinius straipsnius pastebėta, kad dažniausiai klūpdant lonžeronus pirmiausiai susigniuždo priekyje esantys valdomos deformacijos zonos elementai (geometrijos iškilimai ir įdubimai), jiems suklypus sija pradeda linkti zonoje esančioje prieš stiprintuvą. Yra du pagrindiniai klūpdymą sukeltantys iniciatoriai (žr. 2.14 pav.). Pirmas iš jų – profilio susilpninimas suformuojant

sienelėse geometrijos nukrypimus, antrasis – susilpninat profilį, sumažinant jo skerspjūvio plotą. Pasirinktoje sijos vietoje (atstumu $L=250$ mm nuo lonžerono priekio) profilio skerspjūvio plotas sumažinamas 20 % padarant ovalias pailgas skylės. Skylių geometrinių parametrų ilgis 17 mm, užapvalinimo spindulys 3,5 mm.



2.15 pav. Pridėtos ovalios skylės

Tyrimo metu bus analizuojama, ar sumažėjus skerspjūvio plotui, lonžeronas suklups per ovalias skylės taip pratęsdamas kontroliuojamą deformavimąsi, ar tiesiog pereis iš ašinio klūpdymo į konstrukcijos lenkimą. Klumpant sijai yra svarbiausia išlaikyti deformacijos proceso stabilumą. Esant stabiliam deformacijos procesui sugeriamas didesnis energijos kiekis. 2.15 paveiksle matomi kvazistatinio klūpdymo tyrimams paruošti bandiniai.

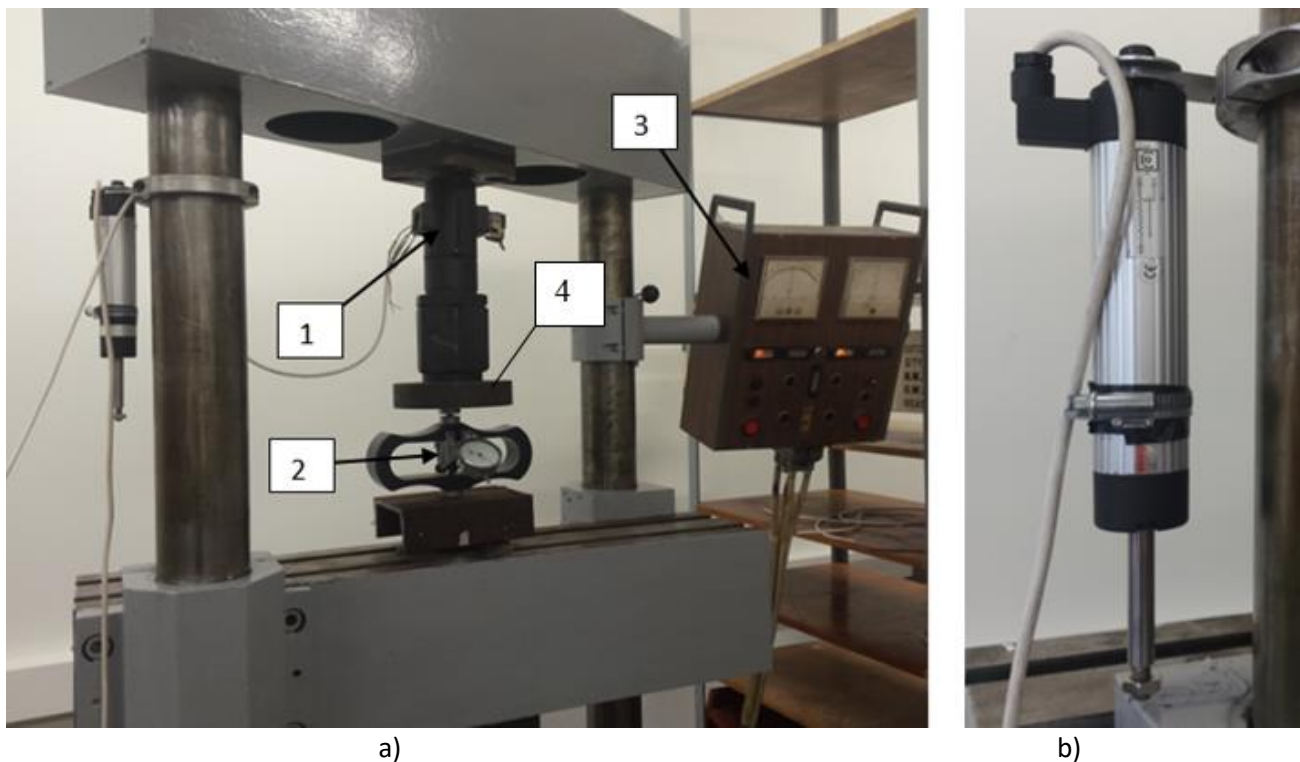


2.16 pav. Klūpdymui paruošti bandiniai

Numatomose suklypimo vietose bandinių paviršiai buvo sužymėti 10 x 10 mm langeliais. Žymėjimas palengvins deformuotų bandinių analizavimą.

2.5. Kvazistatinis automobilio priekinio lonžerono klumpdymo tyrimas

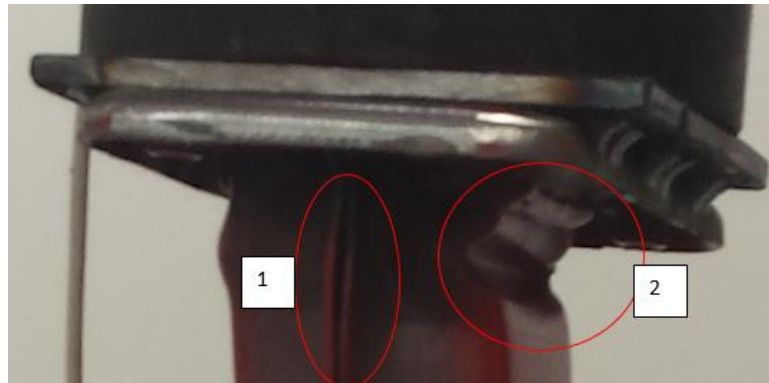
Klumpdymo tyrimas atliktas Kauno Technologijos Universiteto medžiagų atsparumo laboratorijoje. Naudota 10 t universali tempimo – gniuždymo mašina. Nustatytas 50 mm/min poslinkio greitis. Matavimo sistemą sudaro: poslinkių, jėgos matavimo jutikliai, analoginis įvesties modulis ir kompiuteris su įdiegta programine įranga. Poslinkių matavimui naudota SENSOR PCM-50-S linijinis poslinkių jutiklis, jo tikslumas $\pm 0,05\%$, matavimo riba 0-50 mm. Jėgos matavimui naudojami tenzorezistoriai. Visa matavimo sistema sujungta su analoginės įvesties moduli, iš kurio gaunami signalai apdoroti kompiuterinės įrangos. Rezultatai – deformavimo jėga ir ašinys poslinkis. Prieš atliekant kvazistatinio klumpdymo tyrimus visa įranga sukalibruota 2.17 pav.



2.17 pav. a) Universali tempimo – gniuždymo mašina su matavimo sistema: 1- tenzorezistoriai; 2- jėgos kalibravimo įranga; 3- mašinos valdymo skydelis; 4- atraminė galvutė; b) poslinkių jutiklis

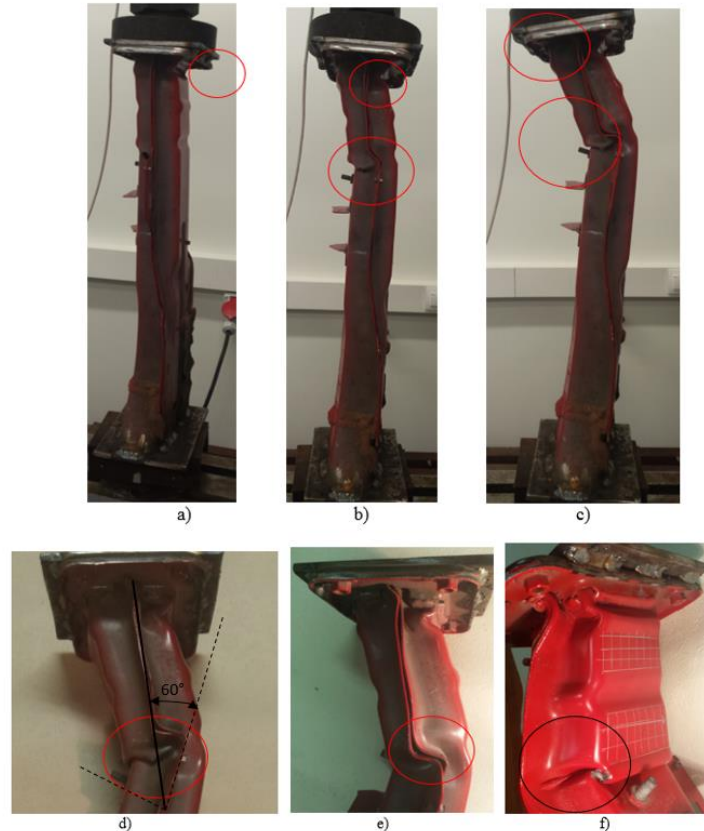
Pirmas bandymas buvo atliekamas su originaliu gamykliniu lonžeronu. Gniuždymo eiga ir deformuotas bandinys matomas 2.19 paveiksle. Analizuojant gautus rezultatus, kvazistatiškai klumpdant bandymą pastebima, kad esant ašiniams poslinkiams iki 7 mm, bandinys išlieka stabilus ir nebesiformuoja, tačiau pasiekus 7 – 7,5 mm poslinkį pasiekama kritinė jėga $F_{1kr} = 88$ kN. Toliau gniuždant ribose 7,5 – 11 mm, konstrukcijos apkrovos reikšmės laipsniškai mažėja iki 73 kN. Jėgos mažėjimas paaiškinamas kaip konstrukcijos elementų suklypimas viršijus jėgos kritinę vertę. Kaip ir

buvo tikimasi, pirmiausiai suklupto kontroliuojamos deformacinės zonos šampuoti elementai. Pradinės deformacijos matomos 2.18 paveiksle.



2.18 pav. Bandinio deformacijos: 1 - profilių išsiplėtimas ties taškiniu suvirinimu; 2 - deformacijos pradžia šampuotame griovelyje

Iš pateiktų paveikslų kludymo metu galima matyti vykstančius deformacijos procesus taškinio suvirinimo zonose. Profiliai plečiasi vienas nuo kito taip plėsdami suvirinimo taškus (esant pakankamai jėgai – suvirino taškai suyra). Poslinkio ribose 14-15 mm apkrova šiek tiek išauga, nes suklupe paviršiai susirėmę taip sustiprindami kontakto zoną ir reikia didesnės jėgos norint tęsti kludymą.



2.19 pav. Pirmo lonžerono deformacijos eiga ir poslinkiai: a) poslinkis 6 mm; b) 7 – 10 mm; c) 12 – 14 mm; d) 14 – 19 mm f) 19 – 26 mm

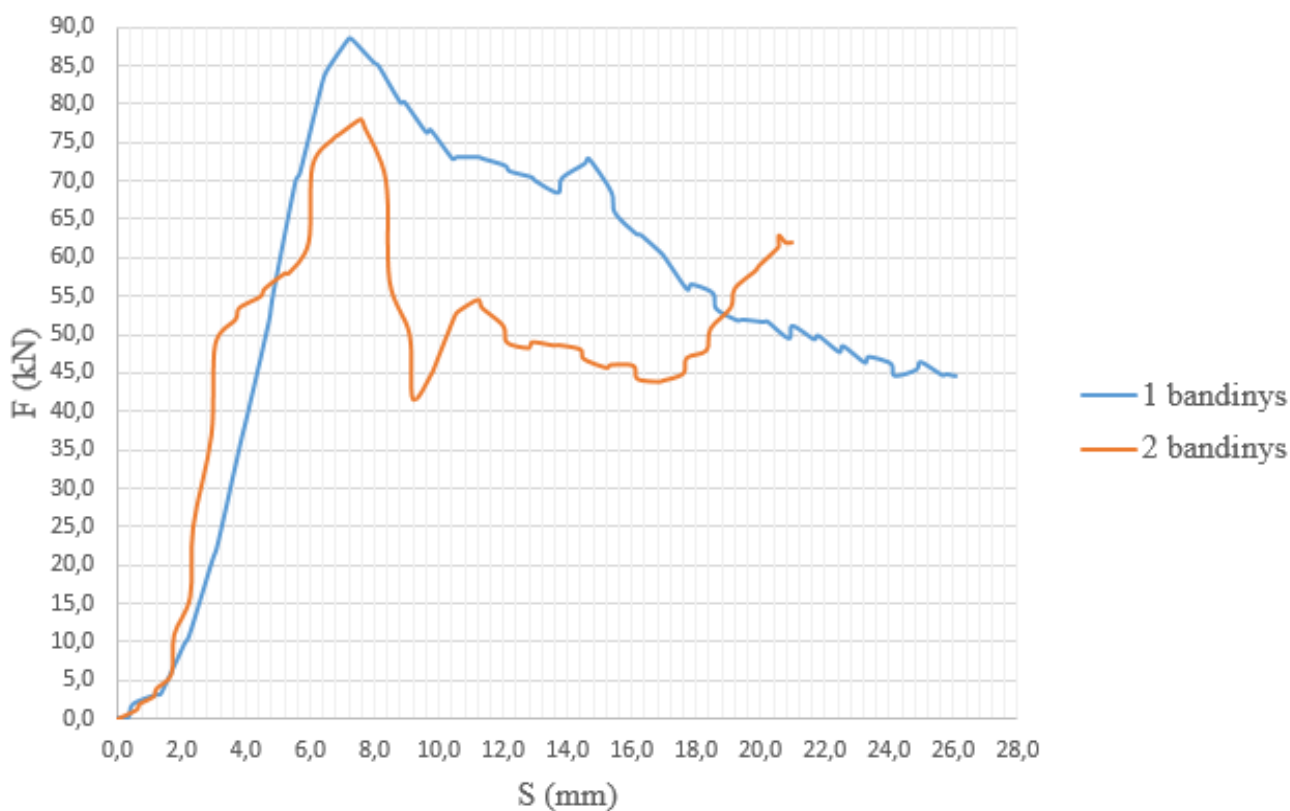
Analizuojant iliustracijas 2.19 paveiksle jau b) dalyje pastebimas deformacijos pobūdžio kitimas, kuris pereina iš ašinio klūpdymo į lenkimą. Galimos šios konstrukcijos linkimo priežastys: 1) nėra simetriška; 2) atraminė gniuždymo mašinos galvutė gali vartytis, todėl suklypus vienam bandinio kraštui ji pasvyra ir neperduoda apkrovos ašine kryptimi; 3) Netikslus bandinio bazavimas. Pradėjus konstrukcijai linkti poslinkio ribose 15 – 26 mm apkrova mažėjo iki pat bandymo pabaigos, nes vyraujant lenkimui deformacijai reikalinga mažesnė apkrova. Atlikus kvazistatinio klūpdymo tyrimą nustatyta, kad bandinys nukrypo 65 mm nuo ašinės linijos ir sudarė 60 laipsnių kampą su ja.

Antras bandymas atliktas su modifikuotu lonžeronu esant 4 ovalioms skylėms. Deformacijos eiga pateikta 2.20 paveiksle.



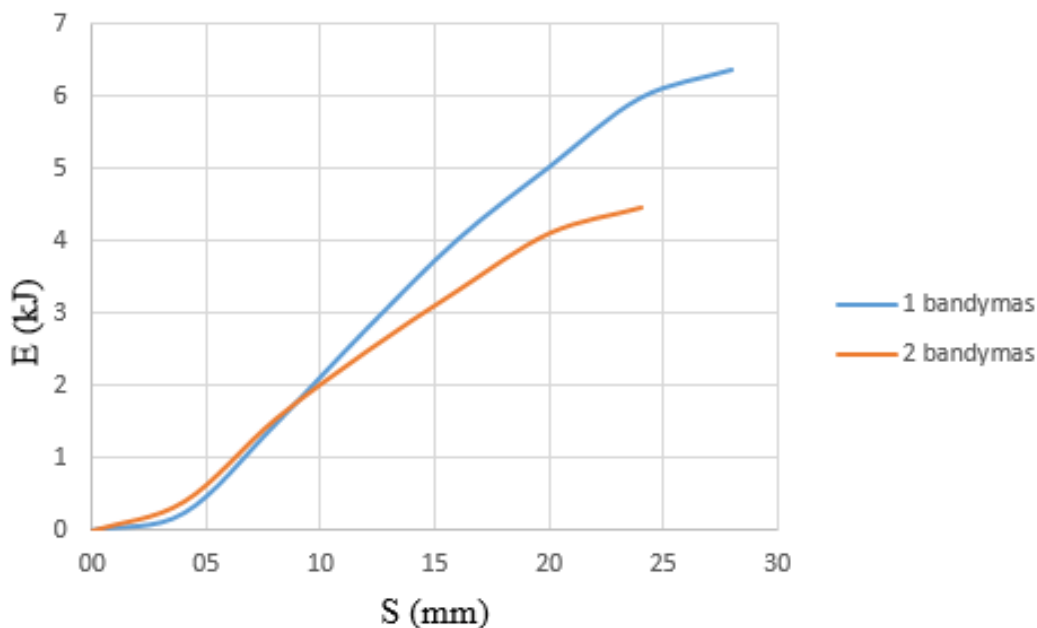
2.20 pav. Modifikuoto ruošinio deformacijos: a) prieš bandymą; b) po bandymo; c) pagrindinė klūpimo zona; d) deformacija tarp lonžerono profilio skardų; e) įturkimai ties siūle; f) deformacinės zonos suklypimas

Analizuojant gautus duomenis (2.21 pav.) yra pastebima, kad augant poslinkiui nuo 0 iki 3 mm jėgos šuolis pasiekia 50 kN vertę, toliau gniuždant nuo 3 iki 6 mm jėga didėja tolygiai. Poslinkiui pasiekus 7,8 mm konstrukcija praranda stabilumą ir suklumpa gaunama kritinė jėga $F_{2kr} = 78$ kN. Prasidėjus plastinėms deformacijoms apkrova sumažėja iki 42 kN. Susigniuždę konstrukcijos elementai susiremdami sustiprina kontakto zoną, todėl pastebimi jėgos šuoliai. Suklupus konstrukcijai pastebimas didelis plyšys tarp profilio skardų taškinio suvirinimo siūlių (2.20 pav. d)), taip pat e) iliustracijoje matomi įtrūkimai šalia išilginės siūlės. Sugniuždžius lonžeroną 21 mm suklupusi priekinė dalis nulinksta nuo ašinės bandinio ašies 12 laipsnių (2.20 pav. c)). Šioje vietoje bandymas sustabdomas. Dėl per didelio posvyrio kampo tęsiant bandymą tiriamas objektas gali išsprūsti iš bandymo mašinos. Dėl šios priežasties deformacija buvo per maža norint pastebėti papildomų ovalių skylių įtaką deformavimosi eigai, tačiau galima teigti, kad sumažinus profilio skerspjūvio plotą 20 %, konstrukcija stabilumo nepraranda.



2.21 pav. Deformavimo jėgos – ašinio poslinkio abiejų bandinių diagramos

Žemiau pateikta abiejų bandymų sugertos energijos kiekio – ašinio poslinkio diagramos. Iš 2.22 paveikslo matoma pirmo bandymo metu sugertos energijos kiekis, kuris yra lygus 6.2 kJ. Antro bandymo metu 4.3 kJ. Esant poslinkiui 7,5 mm abiejų bandymų metu sugeriamas toks pats energijos kiekis 1,5 kJ.



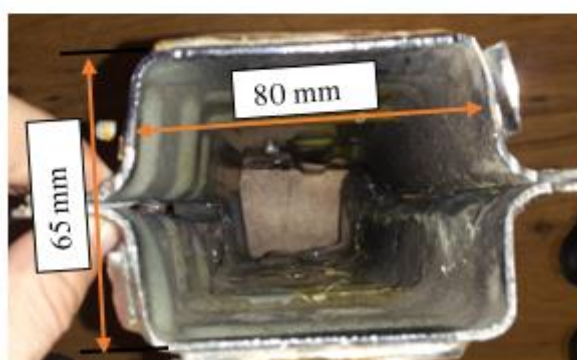
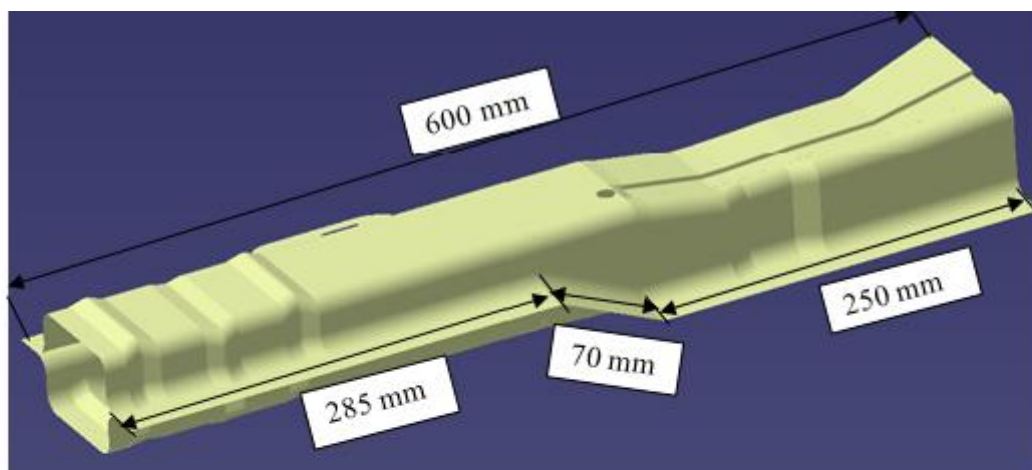
2.22 pav. Sugerto energijos kiekio – ašinio poslinkio diagramos

Šiame skyriuje išnagrinėta automobilio priekinio lonžerono tyrimo metodika, kuri per trumpą laiką leidžia ištirti skirtingus modelius. Taip pat detalai išanalizuotas tiriamas objektas „Opel Corsa D“ priekinis lonžeronas: jo sandara, geometriniai parametrai, sujungimas. Natūrinių bandymų metu nustatytos pagrindinės naudojamos medžiagos mechaninės charakteristikos bei sudaryta eksperimentinė plieno tempimo diagrama. Remiantis deformacinių elementų kvazistatinio klūpdyto bandymų metodika pasirinkta tinkama įranga natūriniam klūpdyto bandymams. Kritinė jėga pasiekama prieš suklumpant šampuotiems profilio elementams lonžerono priekyje. Pirmo bandymo metu pasiekta kritinė jėga, kuri yra didesnė $F_{kr1} = 88$ kN, esant 7 – 7,5 mm, poslinkiui. Antrojo bandymo metu – mažesnė $F_{kr2} = 78$ kN, poslinkis 7 mm. Veikiant apkrovai ašine kryptimi vyrauja konstrukcijos klūpdytas. Bandymų metu pirmiausiai suklūpo profilio pusės, kuriose yra šampuotas įdubimas. Pirmo bandymo metu deformacijos pobūdis iš klūpdyto perėjo į lenkimą, konstrukcija palinko 65 mm ir sudarė 60 laipsnių kampą nuo pradinės padėties. Antruoju bandymu lonžerono profilis suklūpo 12 laipsnių, o bendras poslinkis siekė 21 mm ašine kryptimi. Iš gautų deformavimo-ašinio poslinkio diagramų paskaičiuota sugeriamosios energijos kiekiai. Pirmu atveju siekė 6.2 kJ, o antru – 4.3 kJ. Norint gauti išsamesnius bandymo rezultatus reikia labai tiksliai subazuoti bandinius, nes maži nukrypimai gali pakeisti visą deformacijos eigą.

3. SKAITINIS MODELIAVIMAS

3.1 Automobilio priekinio lonžerono skaitinio modelio sudarymas

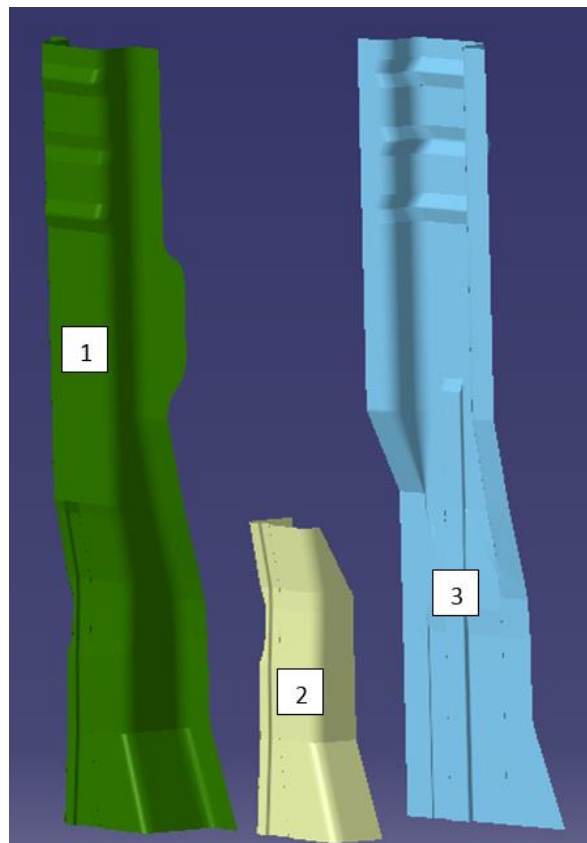
Atlikti vien tik natūrinius testus yra labai brangu ir tai užima nemažai laiko, todėl siekiant sumažinti tokių testų skaičių atliekamas skaitinis modeliavimas. „Opel Corsa D“ priekinis kairys lonžeronas buvo sumodeliuotas „Catia V5“ kompiuterine programa naudojant kevalinius (Shell) elementus. Atlikti natūriniai klūpdymo bandymo rezultatai palyginti su skaitinio modelio rezultatais. Taikant skaitinį modeliavimą reikia žinoti medžiagos mechanines charakteristikas, konstrukcijos geometriją, pradines ir kraštines sąlygas. Modeliuojant detalę buvo atkurta reali jos geometrinė forma su standumo briaunomis ir kitais geometrijos pokyčiais, taip siekiant gauti tikslesnius rezultatus. Sumodeliuoto konstrukcijos elemento pagrindiniai geometriniai parametrai pateikti 3.1 paveiksle.



3.1 pav. Priekinės išilginės sijos pagrindiniai geometriniai parametrai

Modeliavimo metu visi elementai buvo sukurti kaip atskiros detalės (1 skardos profilis, 2 skardos profilis, stiprintuvas) ir vėliau sujungti į vieną konstrukciją panaudojus „Catia Assembly Design“ darbalaukio funkcijomis (Manipulation, Coincidence Constraint, Offset Constraint ir.t.t). Sujungta

konstrukcija matoma 3.1 paveikslo viršuje. Paruoštos atskiros detalės sujungimui pateiktos 3.2 paveiksle.

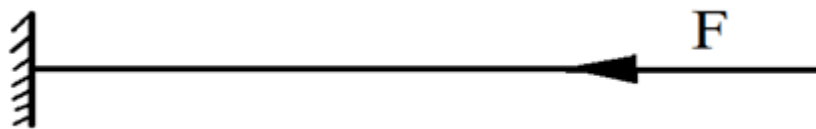


3.2 pav. Sumodeliuotos lonžerono detalės: 1 ir 3 pagrindiniai skardos profiliai; 2- stiprintuvas.

Sudaromi skaitiniai modeliai skirti skaičiuoti plonasienius elementus gniuždymo metu. Pirmu atveju bus atliekama sveiko nepažeisto ir nmodifikuoto lonžerono skaitinis klūpdymo bandymas, antru – modifikuotas su papildomais įtempimų koncentratoriais, pailgomis skylėmis. Kaip ir natūriuose bandymuose, lonžerono galuose pritvirtintos 8 mm storio plokštelės, skirtos centruoti ir tolygiau perduoti apkrovą tiriamam objektui. Skaitiniam klūpdymo bandymui atlikti BE metodu pasirinkta „ANSYS“ programa. Iš „Catia V5“ programos importuojamas lonžerono surinkimo failas IGES formatu. Nustatant kontaktus tarp elementų lietimosi paviršių pasirinktas taškinis suvirinimas (Spot Weld), o suvirinimo taškai išdėstyti kaip realioje konstrukcijoje (kas 45 mm). Programoje apibrėžiamos pradinės ir kraštinės sąlygos. Lonžerono galinė dalis visomis kryptimis: x, y, z įtvirtinta nejudamai.

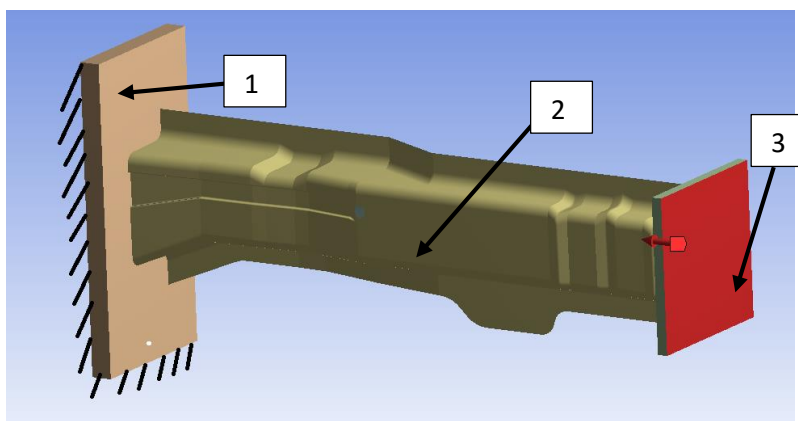
Tiriama konstrukcija deformuojama ją spaudžiant absoliučiai kietu kūnu (priimta, kad plokštelė, perduodanti apkrovą, nesiformuoja). Parinktos medžiagų mechaninės charakteristikos buvo išanalizuotos atliekant tempimo bandymus Kauno technologijos universiteto medžiagų atsparumo laboratorijoje. Skaičiavimams reikalingos mechaninių charakteristikų vertės paaimamos iš 2 lentelės. Priekinio lonžerono įtvirtinimo ir apkrovimo supaprastina schema naudojama BE modelyje pateikta

3.3 paveiksle. Schemoje vienas sijos galas įtvirtinamas suvaržant 6 laisvės laipsnius, kitas – apkraunamas ašine jėga, kuri veikia lonžeroną per centruojančią plokštelę.



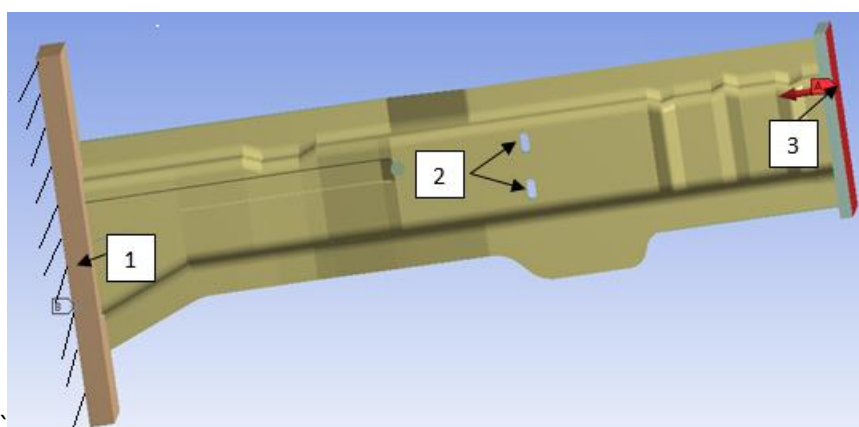
3.3 pav. Supaprastinta lonžerono įtvirtinimo ir apkrovimo schema

BE metodui paruoštas skaitinis modelis 3.4 paveiksle. Pirmu numeriu (1) pažymėta plokštelė skirta lonžerono (2) įtvirtinimui, per kitą plokštelę (3) perduodama apkrova, veikianti ašine kryptimi.



3.4 pav. BEM skaičiavimams paruoštas modelis: 1 - tvirtinimo plokštelė; 2 - sumodeliuota išilginė sija; 3 - apkrovos veikimo kryptis.

Antras skaitinis klūpdymo bandymas atliekamas su modifikuotu lonžeronu.



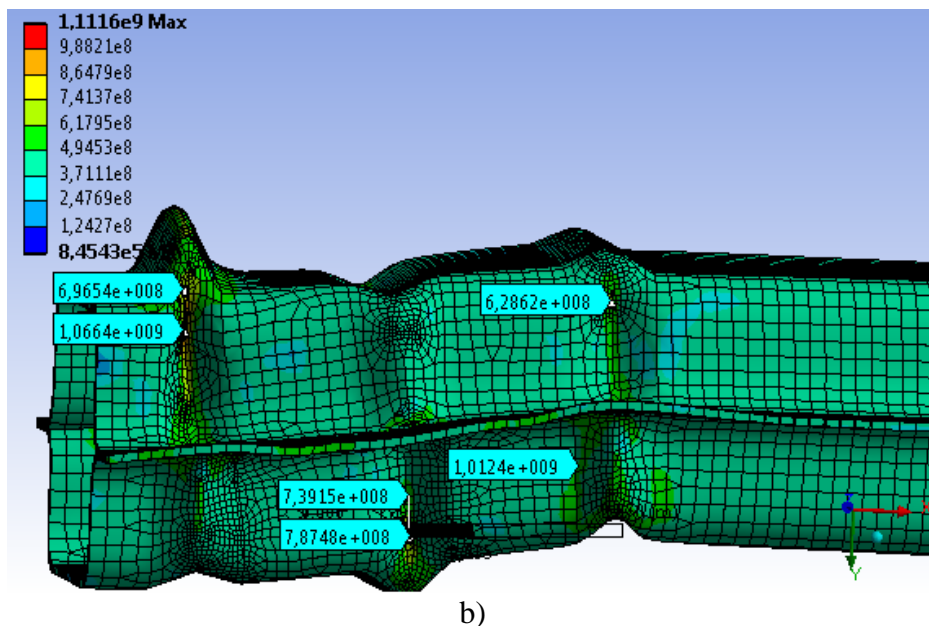
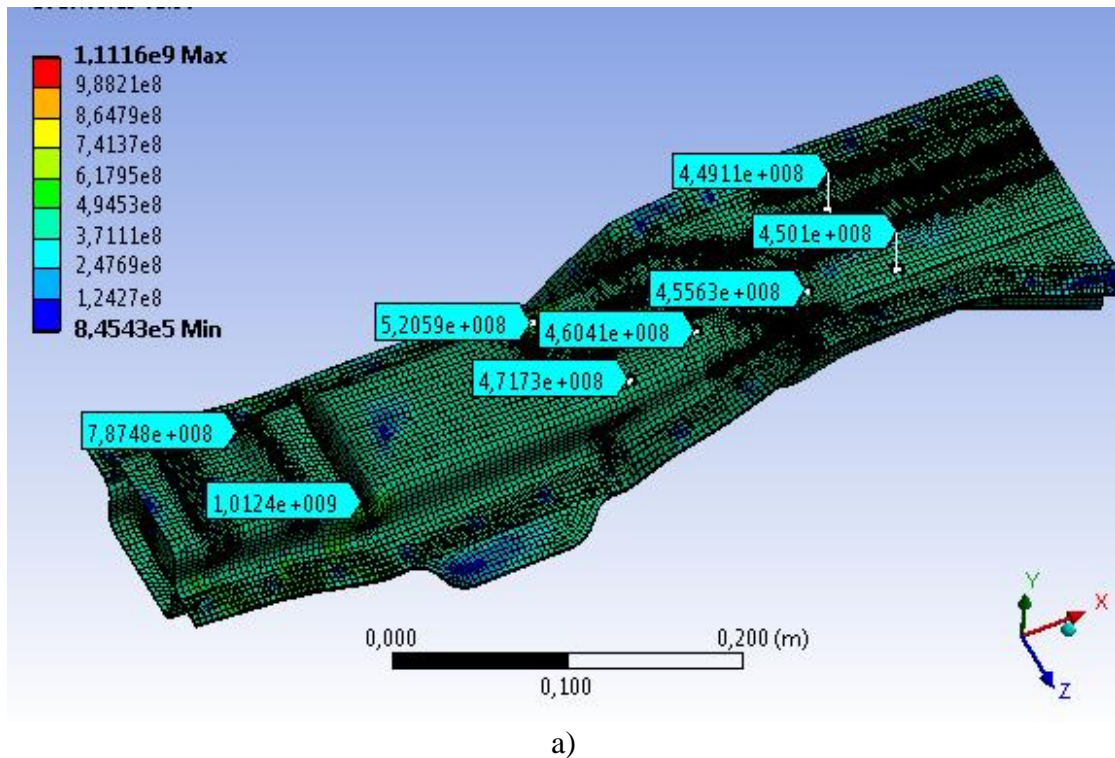
3.5. pav. BEM skaičiavimams paruoštas modelis su deformavimosi iniciatoriais: 1 - tvirtinimo plokštelė; 2 - papildomi įtempimų koncentраторiai; 3 - apkrovos veikimo kryptis

Paliekamos tokios pat sąlygos: vienas galas standžiai įtvirtintas, o kitas apkraunamas jėga, veikiančia ašine kryptimi. Lonžeronas su papildomais deformavimosi iniciatoriais pateiktas 3.5 paveiksle.

3.2 Stipruminių skaičiavimų rezultatai

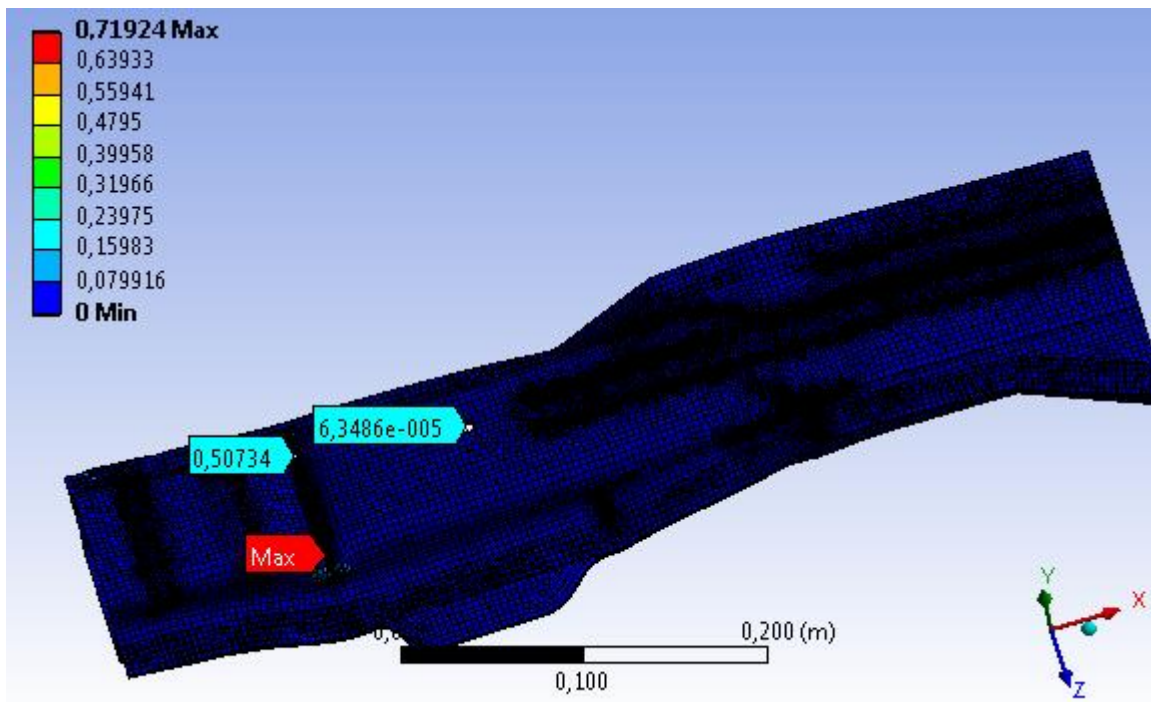
Siekiant patikrinti rezultatus, gautus natūrinių eksperimentų metu, atlikti stipruminiai skaičiavimai „ANSYS“ programa. Pateikiant rezultatus atraminės plokštelės nerodomas.

Pirmas skaitinis klūpdymo bandymas. Įtėpių pasiskirstymas pirmoje konstrukcijoje pateiktas 3.6 paveiksle. Bandymas atliktas suklypdžius lonžeroną 26 mm ašine, Z kryptimi. Iš iliustracijos pastebima, kad didžiausios įtėpių vertės 1111 MPa koncentruojasi ties šampuotais profilio elementais (įlinkimais ir iškilimais), taip pat ryškus įtėpių susikcentravimas matomas taškinio suvirinimo zonose apie 500 MPa.



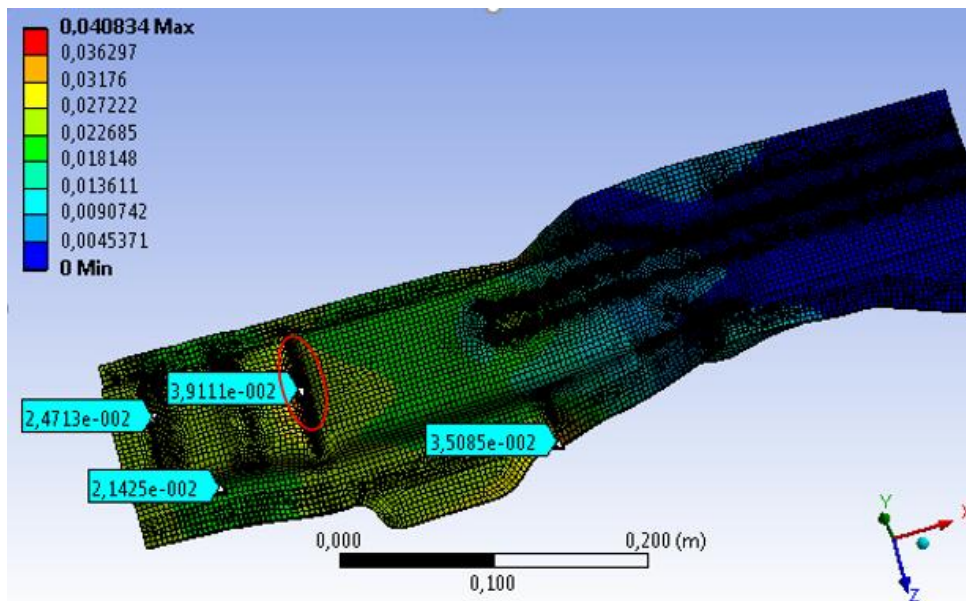
3.6 pav. Įtėpių pasiskirstymas ant originalaus lonžeronu: a) izometrinė projekcija; b) vaizdas iš šono Z kryptimi

Vykstant ašiniam klupdymui kai kuriuose srityse viršijama medžiagos takumo riba > 420 MPa, todėl šiose vietose prasideda liekamosios plastinės deformacijos ir konstrukcija suklumpa. Rezultatai su plastinėmis deformacijomis matomi 3.7 paveiksle. Kaip ir įtempiai didžiausios plastinės deformacijos užfiksuotos ties šampuotais elementais ir siekia 0.7. Natūriniuose bandymuose gauti rezultatai su plastinėmis deformacijos zonomis labai artimi BEM gautiems rezultatams.

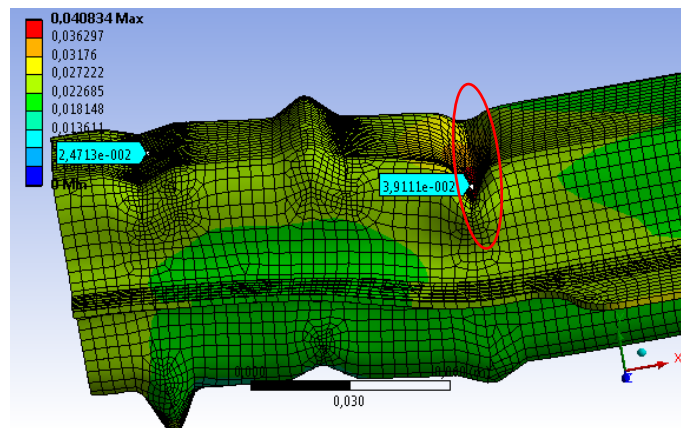


3.7 pav. Plastinės deformacijos gamyklinėje konstrukcijoje

Pirmojo bandymo metu gautos deformacijos pateiktos 3.8 paveiksle. Nagrinėjant pateiktą pavyzdį – suklupus konstrukcijai didžiausia deformacija lygi 40 mm. Įtvirtinimo vietoje lonžerono deformacija nepastebima.



a)

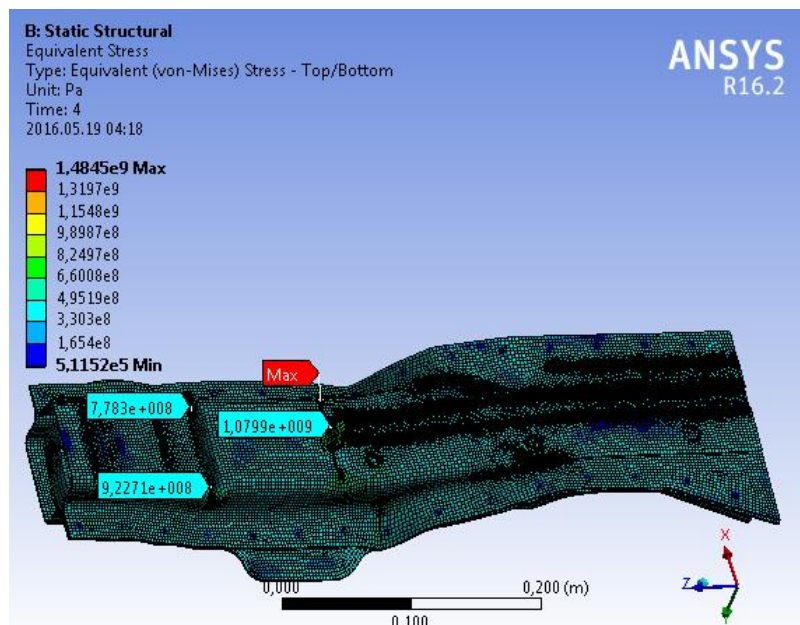


b)

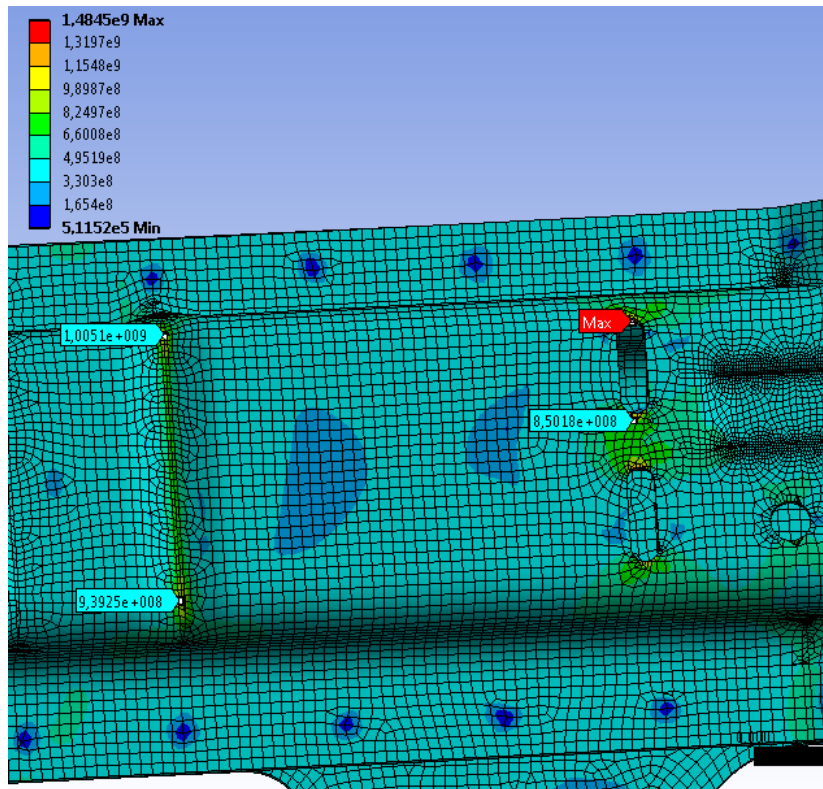
3.8 pav. Deformacijos: a) izometrinis vaizdas; b) vaizdas iš šono

Nagrinėjant deformuotą bandinį matomas konstrukcijos sulinkimas Y kryptimi per štampuotą geometrijos įdubimą. Lyginat su natūrinio ekspserimento deformacijos rezultatus, tai jie labai panašūs – pirmiausiai vyko klupdymas pereinantis į linkimą. Išanalizavus atramos reakcijų duomenis buvo nustatyta, kad didžiausia atramos reakcijos reikšmė lygi 94 kN esant 5 mm poslinkiui, tai 7 % daugiau nei natūriniuose bandymuose.

Antras skaitinis klupdymo bandymas. Nagrinėjant rezultatus, gautus klupdant konstrukciją su papildomomis ovaliomis skylėmis, pastebimas kitoks įtempių pasiskirstymas. Didžiausios įtempių vertės koncentruojasi apie skylės ir siekia 1485 MPa kontroliuojamos deformacinės zonos elementuose (įlinkimai, įdubimai), įtempimai nuo 780 iki 920 MPa. Kadangi reikšmės viršija takumo ribą, tai tose zonose vyksta plastinės deformacijos ir konstrukcija suklumpa.



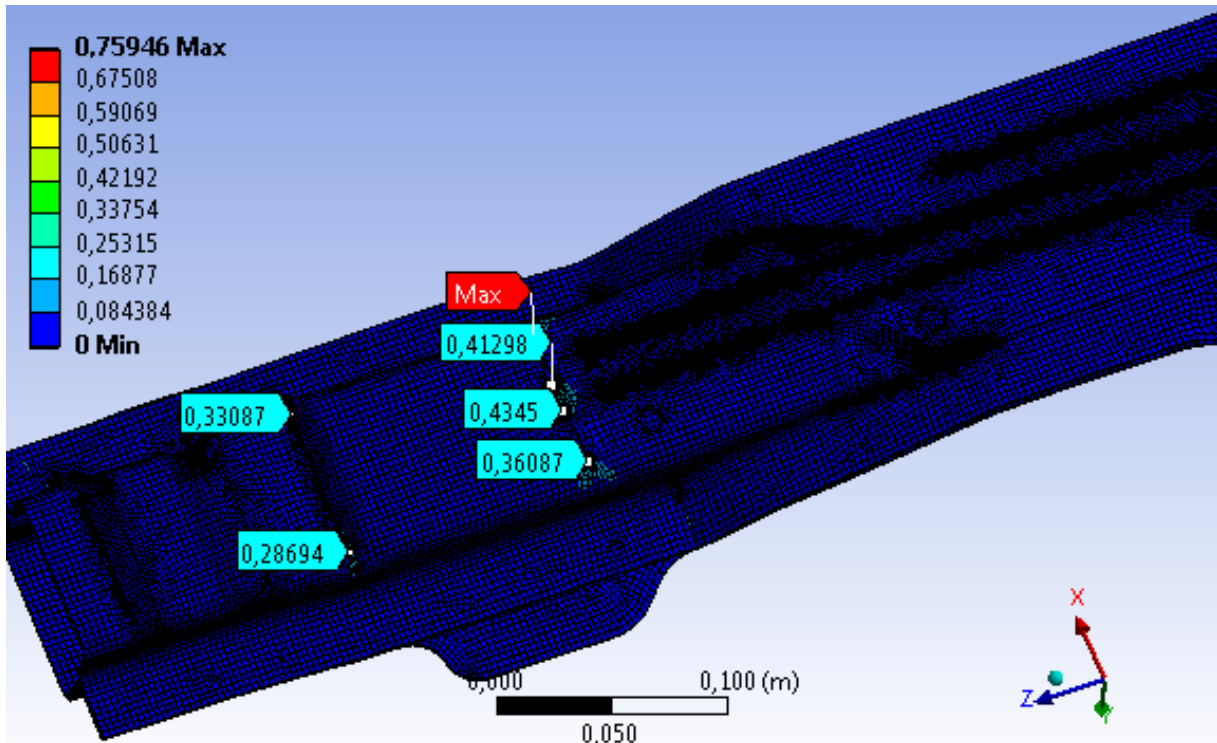
a)



b)

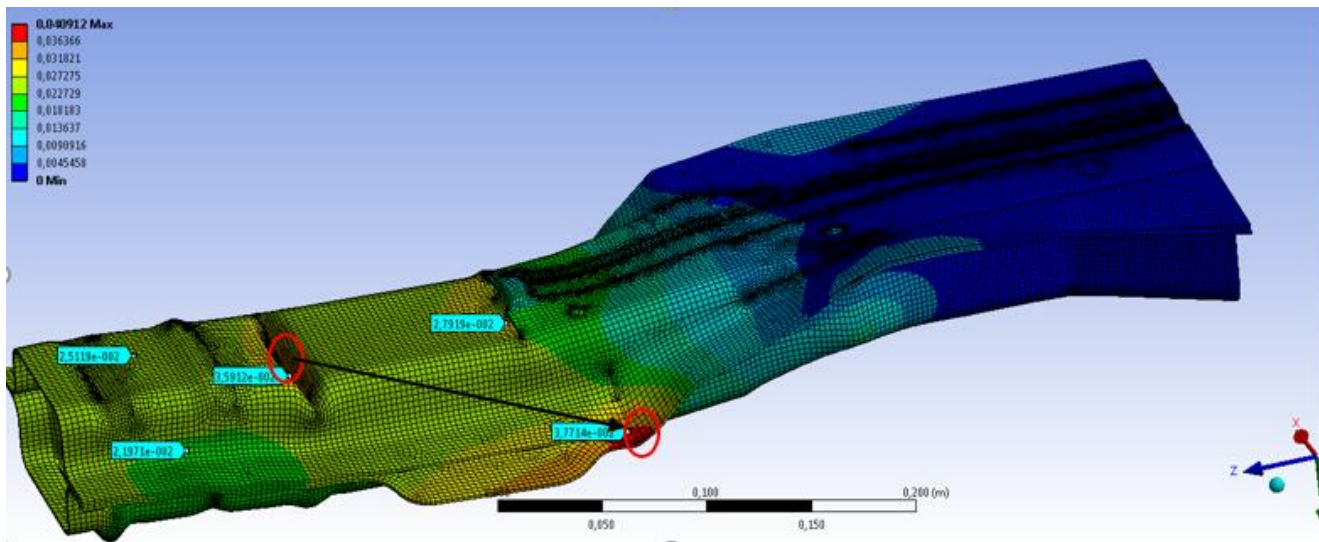
3.9 pav. Įtempių pasiskirstymas antroje konstrukcijoje: a) izometrinis vaizdas; b) įtempiai apie ovalias skylės

Analizuojant antro bandymo rezultatus (3.10 pav.) pastebėta, kad tiriamos ovalios pailgos skylės daro įtaką tiriamo objekto deformavimuisi. Skirtingai nei natūriniuose bandymuose, matomas konstrukcijos suklupimas per skylės išilgai Z ašies. Taip pat konstrukcija nelinko, o tolygiai suklupo.



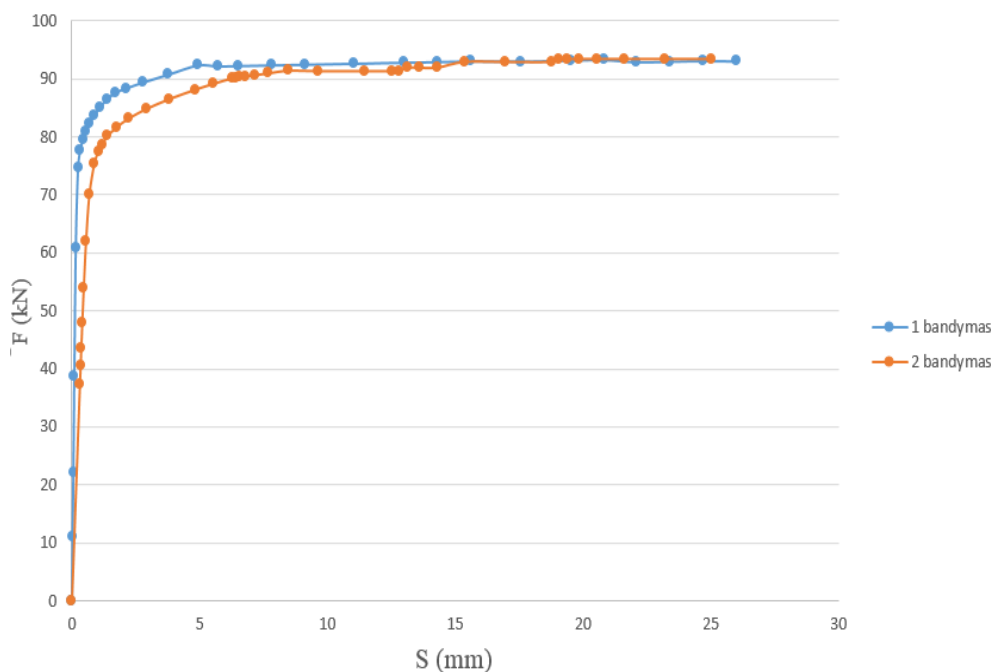
3.10 pav. Antro bandinio plastinės deformacijos

Nagrinėjant bendras deformacijas pastebima, kad didžiausia reikšmė yra 40 mm, lyginant su pirmu bandymu deformacijos vertė nepakito, tačiau pakeitė lokaciją – iš štampuoto įlinkimo persiskirstė į skardų profilio kraštą.



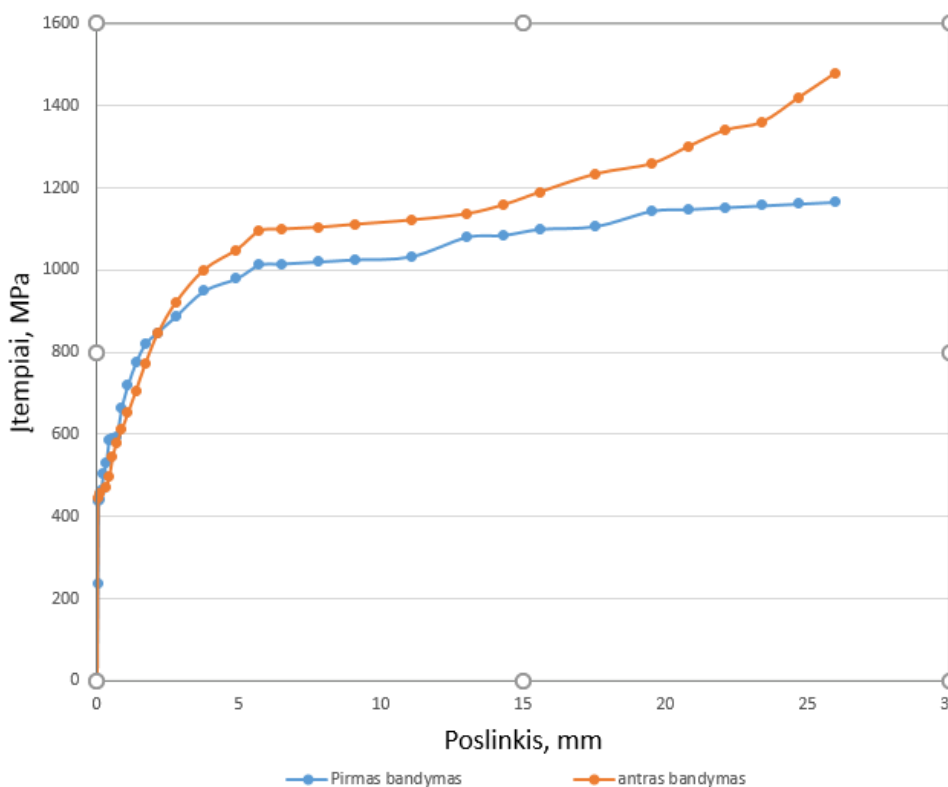
3.11 pav. Antro bandymo bendra deformacija

Atlikus bandymus buvo sudarytos atramos reakcijos – poslinkio diagramos (3.12 pav.). Nagrinėjant diagramas matoma, kad esant 18 mm poslinkiui antra kreivė kerta pirmąją ir pasiekia 92 kN. Lyginant su natūriniais bandymais 15 % daugiau. Pirmo bandinio didžiausia atramos reakcija 92,4 kN, tai 5 % daugiau nei praktinio bandymo metu. Skaitinio modeliavimo metu gautos šiek tiek didesnės reikšmės, nes ruošinių bazavimas yra tikslesnis, todėl tolygiau perduodama apkrova ašine kryptimi.



3.12 pav. Atramos reakcijos - poslinkio diagrama

Taip pat iš gautų duomenų sudarytos įtempių priklausomybės nuo poslinkio diagramos, pateiktos 3.13 paveiksle. Iš diagramos matoma, kad įtempių reikšmės be perstojo didėja. Didžiausios įtempių vertės gaunamos konstrukcijoje su papildomomis skylėmis 1485 MPa.



3.13 pav. Įtempių priklausomybė nuo poslinkio

Šiame skyriuje sudarytas realių konstrukciją atitinkantis skaitinis modelis, kuris skirtas automobilio priekiniam lonžeronui skaičiuoti. Modeliavimui pasirinkta „Catia V5“ kompiuterinė programa, o stipruminiams skaičiavimams naudota „ANSYS“ programa. Skaitinio modeliavimo metu gauti rezultatai palyginti su eksperimentiniais. Pirmo bandymo metu nustatyti didžiausi įtempiai, kurie yra kontroliuojamos deformacinės zonos štampuotuose elementuose ir siekia 1111 MPa, antro bandymo metu didžiausios vertės užfiksuotos ties papildomomis pailgomis skylėmis 1485 MPa. Abiejų konstrukcijų plastinės deformacijos labai panašios $\sim 0,72 - 0,75$. Pirmo bandymo atramos reakcijos 92,4 kN, o antro 92 kN ir tai apie 8% daugiau už eksperimentinius rezultatus.

Apibendrinant gautus stipruminių skaičiavimų rezultatus galima teigti, kad tyrimai atlikti teisingai, nes rezultatų reikšmės labai artimos. Nustatyta, kad papildomi įtempių koncentratoriai daro įtaką konstrukcijos deformavimosi eigai. Abiejų bandymų metu didžiausios deformacijos vertės yra 40 mm. Iš gautų duomenų sudaryta atramos reakcijos – poslinkio diagramos. Analizuojant tolygiai kylančius grafikus matoma simetriška konstrukcijos deformacija. Skaitinio modeliavimo metu įtvirtinimo sąlygos yra idealios, todėl gauta šiek tiek didesnės atramos reakcijų vertės nei eksperimentinių bandymų metu.

DARBO APIBENDRINIMAS IR REZULTATŲ PALYGINIMAS

Magistro baigiamajame projekte detaliai išanalizuotas „Opel Corsa D“ priekinis lonžeronas. Siekiant nustatyti lonžeronui naudojamos medžiagos mechanines charakteristikas buvo atliekami tempimo bandymai. Tam paruošta bandiniai iš lonžerono remiantis LST EN ISO 6892-1:200 standartu. Atlikus bandymus iš gautų duomenų nustatytos takumo $\sigma_y = 410$ MPa ir stiprumo $\sigma_u = 520$ MPa ribos. Sudaryta eksperimentinė tempimo diagrama.

Analizuojant, kokią įtaką lonžerono defomavimuisi turi ovalios pailgos skylės, buvo atlikti du eksperimentiniai kvazistatinio klūpdymo bandymai. Juos atlikus nustatyta, kad abi konstrukcijos iš pradžių deformuojasi labai panašiai. Pirma, klumpa per štampuotus griovelius, o vėliau originali konstrukcija linksta priešingai nei su ovaliomis skylėmis kur tęsiasi klūpdymas. Esant 7,5 – 8 mm poslinkiui gautos kritinės jėgos $F_{1kr} = 88$ kN ir $F_{2kr} = 78$ kN bei išorinių jėgų perduota energija pirmu atveju yra 6.2 kJ, antru – 4.3 kJ.

Atlikus skaitinį modeliavimą nustatytos atramos reakcijos: originalios konstrukcijos yra 92,4 kN, o su įtempių koncentratoriais 92kN, tai vidutiniškai 8 % daugiau už eksperimentinius rezultatus. Iš atramos reakcijos-poslinkio diagramos matoma, kad abi konstrukcijos deformuojasi simetriškai. Išanalizavus zonas, kuriose koncentruojasi didžiausi įtempiai, nustatyta, kad tai kontroliuojamos deformacinės zonos elementai ir papildomos pailgos ovalios skylės. Apibendrinant gautus rezultatus, galima teigti, kad sumažinus skerspjūvio plotą 20 % kinta deformacijos eiga, kuri daro įtaką pasyviai saugumui.

IŠVADOS

1. Darbe išanalizuota laikačiųjų konstrukcijų sandara, padaryta mokslinių straipsnių, susijusių su deformacinėmis zonomis, naudojamomis medžiagomis, elementų sujungimu bei pasyviąją sauga, apžvalga.
2. Eksperimentinių tempimo bandymų metu nustatytos pagrindinės lonžerono medžiagos mechaninės charakteristikos: $\sigma_y = 420$ MPa, $\sigma_u = 510$ MPa. Taip pat nubrėžtas įtempių deformacijų grafikas.
3. Sudarius kvazistatinio klūpdyimo tyrimo metodiką, atlikti eksperimentiniai tyrimai, kurių metu nustatyta: dviejų bandinių kritinės jėgos esant 7,5 – 8 mm poslinkiui, $F_{1kr} = 88$ kN ir $F_{2kr} = 78$ kN, paskaičiuota lonžeronams perduota išorinių jėgų energija. Pirmu atveju 6.2 kJ, antru – 4.3 kJ. Sudarytos atramos reakcijos – poslinkio diagramos.
4. Sudaryti du skirtingi skaičiuojamieji modeliai, apskaičiuotos atramos reakcijos, įtempiai ir parodytos zonos, kuriose vyksta plastinės deformacijos.
5. Skaitinio modeliavimo metu gautos atramos reakcijos: pirmu atveju jos lygios 92,4 kN, antru – 92 kN, tai vidutiniškai 8 % daugiau už eksperimentinius rezultatus. Tolygiai kylantys grafikai parodė, kad abu bandiniai deformuojasi simetriškai.
6. Atlikus bandymus nustatyta, kad, esant ovalioms skylėms, kinta deformavimasis esant kvazistatiniam klūpdymui. Klūpdyimo metu konstrukcija nenulinksta nuo savo pagrindinės ašinės linijos, o suklumpa per skylės.

LITERATŪRA

1. Bareišis J., Stasiškis A. Inžinerinė medžiagų mechanika. Kaunas: Technologija, 2011. 140p ISBN: 978-9955-25-755-4.
2. Brown C. J., Robertson A. J., Serpento S. T. Motor vehicle structures: concepts and fundamentals. Oxford, Boston: Butterworth-Heinemann, 2002. 302p. ISBN: 0-7506-5134-2.
3. Chuan Liu C. H. Information, Computer And Application Engineering (ITCAE 2013). Hong Kong, China, 2013. 836p. ISBN: 9781138000797.
4. Demeri Y. M. Advanced High-Strength Steels-Science, Technology, and Application. JAV: ASM International, 2013. 275p. ISBN: 978-1-62708-005-7.
5. Markšaitis D., Žukauskas A. Naujausios kebulų remonto technologijos. Vilnius, 2006. 125p.
6. Rudzinskas V., Černašėjus O. Aviacinės medžiagos. Vilnius: Vilniaus technika, 2012. 108p. eISBN: 978-609-457-194-7.
7. Sapragonas J. Transporto priemonių kėbulai. Kaunas: Kauno technologijos universitetas, 2012. 204p.
8. Ščemeliovas J. Inžinerinės medžiagos ir jų gamybos bei apdorojimo technologijos. Vilnius: Vilniaus technika, 2008. 120p. ISBN: 978-9955-28-324-9.
9. Šniuolis R. Medžiagų inžinerija. Vilnius: BMK Vilnius, 2014. 193p. ISBN: 978-609-468-007-6.
10. Vekteris V., Kasperavičius A., Kaušinis S. Matavimų teorija ir praktika. Vilnius: Technika, 2000. 264p. ISBN: 9789955283973.
11. Willibrordus J. W. Improved Vehicle Crashworthiness Design by Control of the Energy Absorption for Different Collision Situations. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 1999. 191 p. ISBN: 90-386-0880-2.
12. Davies G. Materials of Automobile Bodies. 2003. 416p. ISBN: 9780080969800.
13. European Commission. Road safety in the European Union. 2015. ISBN: 978-927945654-1.
14. Furstenberg, K.Ch. Development of a Pre-Crash Sensorial System – The Chameleon Project“ in Vehicle Concepts for the 2nd century of Automotive Technology, ed. By Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Verlag, Dusseldorf, Germany. 2001.
15. Jamal B. J. Stress analysis on front car bumper. 2009. ID:MH06036.
16. Shen, X. Z. Qiao, H. C. BIW safety Performance Research Based on Vehicle Frontal Crash Fista. 2012. 818p. ISBN: 978-3-642-33804-5.
17. Dzerkelis V. Automobilio stogo konstrukcijos saugos rėmo priekinio statramsčio stiprumo tyrimas. Kaunas. 2015.
18. Juodvalkis D. Po autoįvykio atkurtų automobilio zonų funkcionalumo tyrimas. Kaunas. 2009.

19. Audi Collision Frame Technology Guide: [žiūrėta 2016-03-10] Prieiga per internetą: http://collision.alldata.com/online2help/collisionRef/Manufacturer_Releases/Volkswagen_Audi/Audi/CollisionFrame_v9_%282%29.htm.
20. Aluminium Automotive Manual.: [žiūrėta 2016-03-15] Prieiga per internetą: http://www.european-aluminium.eu/wp-content/uploads/2011/12/4_AAM_Crash-management-systems1.pdf.
21. The Aluminium Automotive Manual Car Body, Body structures 84p.: [žiūrėta 2016-03-15] http://european-aluminium.eu/media/1543/1_aam_body-structures.pdf
22. Offset-Deformable Barrier = ODB: [žiūrėta 2016-04-04] Prieiga per internetą: <http://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/offset-deformable-barrier/>.
23. Opel Corsa D: [žiūrėta 2016-04-20] Prieiga per internetą: <http://www.autodata1.com/en/car/opel/corsa>.
24. Opel Corsa D EURONCAP saugumo testo rezultatai: [žiūrėta 2016-04-20] Prieiga per internetą: <http://www.euroncap.com/en/results/opel/vauxhall/corsa/15708>.
25. Opel Corsa D geometriniai parametrai: [žiūrėta 2016-04-20] Prieiga per internetą: <http://www.smcars.net/attachments/corsad-jpg.49347/>.
26. Opel Corsa D priekinė laikančiosios konstrukcijos dalis: [žiūrėta 2016-04-20] Prieiga per internetą: http://workshopmanuals.com/vauxhall/corsad/a_maintenance_body_and_chassis_sheet_metal_parts_frame/sheet_metal_parts_%28welded%29/body_repair/repair_instructions/replace_body_weld_nuts/