



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
PANEVĖŽIO TECHNOLOGIJOS IR VERSLO FAKULTETAS

Artūras Riuminas

SUNKIASVORIŲ TRANSPORTO PRIEMONIŲ PORĖMIO
STIPRUMO TYRIMAS

Baigiamasis magistro projektas

Vadovas

Doc. dr. Dainius Vaičiulis

PANEVĖŽYS, 2017

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
PANEVĖŽIO TECHNOLOGIJŲ IR VERSLO FAKULTETAS
TECHNOLOGIJŲ KATEDRA

TVIRTINU

Katedros vedėjas
(parašas) Doc. dr. Arūnas Tautkus
(data)

SUNKIASVORIŲ TRANSPORTO PRIEMONIŲ PORĖMIO
STIPRUMO TYRIMAS

Baigiamasis magistro projektas
Mechanikos inžinerija (kodas 621H30001)

Vadovas

(parašas) Doc. dr. Dainius Vaičiulis
(data)

Recenzentas

(parašas) _____
(data)

Projektą atliko

(parašas) Artūras Riuminas
(data) 2017-05-29

PANEVĖŽYS, 2017



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas

(Fakultetas)

Artūras Riuminas

(Studento vardas, pavardė)

Mechanikos inžinerija, (kodas 621H30001)

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

Baigiamojo projekto „Sunkiasvorių transporto priemonių porėmio stiprumo tyrimas“

AKADEMINIO SAŽININGUMO DEKLARACIJA

20 17 m. Gegužės 29 d.
Panevėžys

Patvirtinu, kad mano, Artūro Riumino, baigiamasis projektas tema „Sunkiasvorių transporto priemonių porėmio stiprumo tyrimas“ yra parašytas visiškai savarankiškai, o 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)

BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS

Išduota studentui: Artūriui Riuminui

Grupė: PMM – 5

1. Darbo tema patvirtinta 2017 m. kovo mėn. 30 d. dekanų potvarkiu Nr. V25-13-8:

Lietuvių kalba: Sunkiasvorių transporto priemonių porėmio elementų stiprumo tyrimas

Anglų kalba: Research on the Heavy Vehicle Underframe Elements Strength

2. Darbo tikslas:

Ištirti sunkiasvorių transporto priemonių porėmio stiprumą.

3. Reikalavimai ir sąlygos:

Ištirti kaip porėmyje kylantys didžiausi įtempiai priklauso nuo rėmo, ant kurio tvirtinamas porėmis, standumo. Nustatyti kokią įtaką porėmio atsparumui turi porėmį sudarančių elementų sienelių storiai, esant skirtingiems apkrovimo atvejams (kai neveikia ir kai veikia inercinės ir/arba atsitiktinės apkrovos).

4. Projekto struktūra. Turinys konkretizuojamas kartu su vadovu, atsižvelgiant į MBP pobūdį.

Literatūros apžvalga, Tiriamoji dalis, Išvados ir Literatūros sąrašas.

5. Ši užduotis yra neatskiriama magistro baigiamojo projekto dalis.

6. Projekto pateikimo gynimui kvalifikacinėje komisijoje terminas

2017-05-29

(data)

Užduotį gavau: Artūras Riuminas
(studento vardas, pavardė, parašas)

2017-02-01

(data)

Vadovas: doc. Dainius Vaičiulis
(pareigos, vardas, pavardė, parašas)

2017-02-01

(data)

Riuminas, A. Sunkiasvorių transporto priemonių porėmio stiprumo tyrimas. Magistro baigiamasis projektas / vadovas doc. dr. Dainius Vaičiulis; Kauno technologijos universitetas, Technologijų ir verslo fakultetas, Technologijų katedra.

Mokslo kryptis ir sritis: Mechanikos inžinerija.

Raktiniai žodžiai: Porėmis, Sunkvežimis, MAN, Stabdymas, Posūkis.

Panevėžys, 2017. 42 psl.

SANTRAUKA

Griežtėjant gamintojams keliamiems reikalavimams, projektuojant naujus gaminius, būtina derinti kelias dažnai viena kitai prieštaraujančias savybes: gaminys turi turėti mažą savikainą, būti kuo lengvesniu, bei kuo tvirtesniu.

Tai galima įgyvendinti gamyboje naudojant naujas medžiagas, gamybos metodus, bei išsamiai naginėjant esamų konstrukcijų silpnąsias vietas, esant įvairiems apkrovos variantams.

Šiame darbe atlikus tyrimą, apskaičiuotas minimalus porėmio išilginių sijų ir skersinių sienelės storis, bei nustatytos pavojingosios sritys, į kurias, norint dar labiau ploninti porėmio sienelių stori, reikėtų atsižvelgti.

Atlikti skaičiavimai statinės apkrovos nuo antstato, staigaus stabdymo, staigaus posūkio bei priverstinio žadinimo nuo automobilio rėmo atvejams.

Riuminas, A. Research of truck subframe Master thesis / Supervisor assoc. prof. Dainius Vaiciulis; Kaunas University of Technology, Panevezys Faculty of Technologies and Business, Department of Technologies.

Research area and field: Mechanical engineering

Key words: Subframe, Truck, MAN, Braking, Turning.

Panevezys, 2017. 42 pages

SUMMARY

While requirements for truck body manufacturers are becoming stricter and stricter, it is necessary to design new products to be lighter, cheaper and stronger than before.

It is possible with new materials, new methods of production and deep investigation of current construction.

During investigation, there were minimal subframe longitudinal and crossmembers thickness calculated. The dangerous areas of the subframe were found - in case of production of subframe with thinner longitudinal and crossmembers, these areas should be considered.

There were calculations of static load from truck body, hard braking and hard turn cases made.

TURINYS

1. Įvadas	7
2. Literatūros apžvalga	10
2.1. Įsibėgėjančio sunkvežimio pagreitis.....	10
2.2. Staigiai stabdančio sunkvežimio pagreitis.....	12
2.3. Staigų posūkį atliekančio sunkvežimio apkrova	13
2.4. Sunkvežimio rėmo keliamas atsitiktinis priverstinis žadinimas.....	13
2.5. Sunkvežimio rėmo standumo nustatymas	15
2.6. Porėmio tvirtinimo elementų stiprumas	16
3. Statinės porėmio apkrovos skaičiavimas	17
3.1. Tyrimo objektas	17
3.2. Sunkvežimio rėmo standumo nustatymas	18
3.3. Sunkvežimio rėmo standumo įtaka porėmio įtempiams.....	23
3.4. Porėmio stiprumas, kai jį veikia tik statinė apkrova nuo antstato	26
4. Porėmio skaičiavimai automobiliui judant.....	28
4.1. Porėmio stiprumas automobiliui įsibėgėjant/staigiai stabdant	28
4.2. Porėmio stiprumas, sunkvežimiui darant staigų posūkį	33
4.3. Sunkvežimio rėmo atsitiktinio priverstinio žadinimo įtaka porėmio stiprumui	35
5. Išvados.....	39
6. Literatūra	40

1. Įvadas

Porėmis – sunkiasvorės transporto priemonės sudedamoji dalis, skirta sujungti transporto priemonės rėmą (paprastai sudarytą iš tarpusavyje sutvirtintų išilginių sijų bei skersinių) su antstatu, montuojamu ant porėmio (izoterminis kėbulas, cisterna, kranas ir pan.). Pagrindinė porėmio paskirtis – apkrovą, gaunamą nuo automobilio antstato tolygiai paskirstyti ant automobilio rėmo.

Porėmio rodiklius (konstrukcija, medžiaga, elementų jungimo sprendimai) apibrėžia transporto priemonė, ant kurios bus montuojamas antstatas (ašių kiekis, kabinos tipas, rėmo gabaritai, tarpašiniai atstumai ir pan.), antstato rūšis, bei porėmį veikiančios apkrovos.

Projektuojant porėmį būtina numatyti taip pat ir papildomą erdvę papildomai automobilio įrangai tvirtinti: sniego grandinėms, kopetėlėms, kuro bakams ir pan.

Praktikoje, projektuojant porėmį, galima naudotis sunkvežimių gamintojų instrukcijomis (*Body Builder's Guide*), kuriose detalai aprašoma ir nurodoma, koks porėmis turėtų būti naudojamas konkrečiu atveju, ir į ką atkreipti dėmesį kiekvienu konkrečiu atveju.

Tačiau serijinės gamybos sąlygomis nepatogu ir pernelyg brangu turėti be galo daug išilginių sijų, skersinių, ir kitų porėmio elementų, skirtų ne tik konkrečiam gamintojui, bet ir konkrečiam sunkvežimio modeliui.

Todėl, projektuojant porėmį, stengiamasi kiekvieną elementą padaryti kiek įmanoma universalesniu.

Projekto aktualumas. Šio darbo tyrimu siekiama nustatyti, kuriose porėmio vietose atsiranda didžiausias įtempių intensyvumas veikiant statinei bei dinaminei apkrovoms ir iširti, kaip didžiausios įtempių intensyvumo vertės priklauso nuo porėmio skersinių bei išilginės sijos sienelių storio.

Laikui bėgant, sunkiasvorių transporto priemonių kėbulų gamintojams keliami nauji, vis griežtesni reikalavimai. Griežtėjant ekologijos normoms, siekiant riboti išmetamų į aplinką kenksmingų dujų kiekius, tampa svarbus kiekvienas kėbulo konstrukcijos kilogramas, kuris daro įtaką sunkiasvorio automobilio degalų sąnaudoms. Pavyzdžiui, sumažinus metalo lakšto storį 8 metrų ilgio porėmiui vienu milimetru, porėmio konstrukciją galima palengvinti apie 30 kilogramų. Aštrėjančioje konkurencijoje siekiant išlikti pelningiems, privalu mažinti gaminių savikainą peržiūrint jų konstrukciją bei gamybos kaštus. Gaminiai turi būti suprojektuoti taip, jog piginant konstrukciją nenukentėtų jų darbinės charakteristikos: ilgaamžiškumas, kraulumas, estetinė išvaizda.

Atlikus kiekvieną pakeitimą būtina įsitikinti, jog pakeitus detalės konstrukciją ar jos medžiagą, pastaroji nepraras savo savybių bei vis dar tenkins jai keliamus reikalavimus. Mažai atsakingoms bei neatsakingoms detalėms užtenka pasinaudoti specializuotų baigtinių elementų

stipruminio skaičiavimo programomis, kai tuo tarpu atsakingoms detalėms bei mazgams turi būti atliekami realūs tyrimai. Kadangi pastarieji yra labai brangūs, todėl dažnu atveju jie pakeičiami kombinuotais baigtinių elementų skaičiavimo bei bandymų realiomis sąlygomis tyrimais.

Svorio mažinimo tendencijos ypatingai pastebimos lengvojoje sunkvežiminių klasėje. Šios klasės sunkvežimiai (furgonai) skirti netolimiems pervežimams, dažniausiai miesto teritorijoje. Dėl taršos mokesčių, kurie tiesiogiai susiję su automobilio išmetamų kenksmingų dujų kiekiu, kiekvienas papildomas automobilio kilogramas vežėjui reiškia papildomas išlaidas ir nuostolius. Todėl didieji gamintojai stengiasi kaip įmanoma labiau išlengvinti ir atpiginti šios kategorijos gaminių savikainą. Kaip radikaliausią pavyzdį šiuo atveju verta paminėti Prancūzijos automobilių gamintoją Renault, kuris, 2016 metais Hannoveryje, Vokietijoje vykusioje parodoje „IAA 2016“ pristatė naują lengvosios klasės sunkvežimį/furgoną Renault Master, kurio rėmas ir laikančiosios konstrukcijos pagamintos vos iš 2 milimetrų storio metalo lakšto. Šio automobilio rėmo nuotrauka pavaizduota 1 pav.



1 pav. Lengvojo sunkvežimio Renault Master rėmas, turintis 2mm sienelės storį

Šiame darbe atliekamas tyrimas leis nustatyti silpniausias porėmio vietas, į kurias reikėtų atkreipti dėmesį, siekiant išlengvinti porėmį bei atpiginti jo gamybą.

Projekto tikslas: nustatyti, kuriose porėmio vietose atsiranda didžiausias įtempių intensyvumas veikiant statinei apkrovai nuo antstato, sunkvežimiui pajudant, staigiai sustojant, staigiai sukant, bei kokią įtaką porėmiui daro sunkvežimio rėmo priverstinis žadinimas. Taip pat iširti, kokią įtaką porėmyje kylantiems įtempiams daro sunkvežimio rėmo, ant kurio montuojamas porėmis, standumas.

Projekte naudoti metodai: Siekiant įgyvendinti iškeltus projekto tikslus, buvo atlikta esamų tyrimų analizė ir teorinis tyrimas. Esamų tyrimų analizės metu atlikta nagrinėjamos srities tematikos darbų apžvalga, kurios metu nustatyti tyrimui reikalingi duomenys apie apkrovas, darbo režimus, gaminių konstrukcines ypatybes.

Skaitinių metodų skaičiavimams buvo naudota programinė įranga Dassault Systems Solidworks 2017 SP1. Naudojantis šia programine įranga buvo sudaryti 4 BEM skaičiavimo modeliai, turintys skirtingas nagrinėjamų komponentų sienelių storių vertes.

Projekto aprobavimas ir publikacijos. Dalyvauta studentų mokslinėje konferencijoje „Technologijų ir verslo aktualijos – 2017“, vykusioje Panevėžyje 2017 m. balandžio 28 d. Skaitytas pranešimas tema „Sunkiasvorių transporto priemonių porėmio stiprumo tyrimas“.

Projekto apimtis ir struktūra. Baigiamąjį magistro projektą sudaro akademinio sąžiningumo deklaracija, baigiamojo projekto užduotis, santrauka lietuvių ir anglų kalbomis, įvadas, trys skyriai, išvados ir literatūros sąrašas. Darbo apimtis 42 p.

2. Literatūros apžvalga

Šiame skyriuje apžvelgsime literatūros šaltinius, kurie buvo naudojami darbe siekiant gauti reikalingus skaičiavimui duomenis bei kitą informaciją.

Skaičiuojant porėmį, būtina įvertinti kelių rūšių apkrovas: statinę apkrovą nuo sukomplektuoto ir visiškai pakrauto antstato, kai apkrova veikia statmenai žemyn, automobilio rėmo priverstinio žadinimo įtaką porėmiui, bei inercines apkrovas, kurias sukelia sukomplektuotas bei visiškai pakrautas antstatas automobiliui judant.

Visus automobilio darbo režimus galima suskirstyti į tris pagrindines grupes:

- 1) Automobilis įsibėgėja (akceleruoja) didžiausiu techniškai įmanomu jam pagreičiu;
- 2) Automobilis stabdo didžiausiu stabdymo pajėgumu;
- 3) Automobilis daro staigų posūkį mažiausiu įmanomu spinduliu, didžiausiu įmanomu greičiu.

Siekdami išsiaiškinti trūkstamus duomenis, reikalingus porėmio skaičiavimui, toliau apžvelgsime kelis tyrimus, apžvelgiančius dominančias sritis.

2.1. Įsibėgėjančio sunkvežimio pagreitis

Eksplloatuojant sunkvežimį normaliu darbo režimu, paprastai didžiausi jo išvystomi pagreičiai gerokai skiriasi nuo pagreičių, kuriuos kasdien išvysto lengvasis automobilis. Tai dažniausiai sąlygoja tokie faktoriai, kaip gerokai patyręs ir labiau technikos eksploatavimo ypatumus išmanantis sunkvežimio vairuotojas, prastesnis sunkvežimio galios/masės santykis, didesnis sunkvežimio patiriamas oro pasipriešinimas ir pan.

Specializuotoje sunkvežimių gamintojų literatūroje [1] yra nurodoma formulė, skirta skaičiuoti konkretaus sunkiasvorio automobilio maksimalų įmanomą pagreitį:

$$a = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{MOT} \cdot \eta \cdot i_G \cdot i_V \cdot i_A \cdot m}{U}; \quad (1)$$

čia:

a – automobilio išvystomas pagreitis, m/s²;

M_{MOT} – sukimo momentas, Nm;

η – transmisijos naudingumo koeficientas (reikšmė imama iš gamintojo pateiktų lentelių);

i_G – pavarų dėžės perdavimo laipsnis;

i_V – paskirstymo dėžės perdavimo laipsnis;

i_A – pagrindinės pavaros perdavimo laipsnis;

m – automobilio masė, kg;

U – atstumas, kurį ratas įveikia per vieną apsisukimą, m.

Surinkti duomenis apie visus didžiųjų gamintojų siūlomus modelius, atsižvelgiant į variklio galingumą ir kitus aukščiau parašytoje formulėje minimus duomenis truktų pernelyg daug laiko, todėl, norėdami nustatyti skaičiuojamąjį maksimalų sunkvežimio išvystomą pagreitį, remsimės [2] tyrimu.

Šiame darbe buvo tiriamas klasikinis maksimalaus pagreičio pajudėjimo stadijoje atvejis: sunkvežimiai buvo sustabdyti JAV automagistralės poilsio aikštelėje, juose sumontuoti Stalker radarai, be kitų duomenų fiksuojantys taip pat ir pagreitį. Po radaro montazo vairuotojai greitėjo automagistralės greitėjimo juostoje. Sunkvežimių svoriai buvo nustatyti poilsio aikštelėje įrengtomis svarstyklėmis. Tyrimo tikslas buvo surinkti pagreičių duomenis iš žinomos masės sunkvežimių aibės. Kaip ir buvo tikėtasi, pagreičiai skyrėsi priklausomai ne tik nuo sunkvežimių masės, bet ir nuo vairuotojų automobilio valdymo stiliaus. Tyrimo faktas vairuotojams buvo žinomas, ir tai paveikė tyrimo rezultatus, tačiau tyrimo galutinėje stadijoje buvo nustatyta, jog nepaisant šių nuokrypų, pagreičių duomenys sutilpo į gana tiksliai apibrėžtus intervalus.

Tyrimo rezultatus geriausiai atspindi 1 lentelė. Dėl aiškumo, matmenys joje perskaičiuoti iš colinės į metrinę sistemą.

1 lentelė. Tyrimo rezultatų santrauka [2]

Tuščias ar lengvai pakrautas Masė mažesnė, nei 16 000 kg		Vidutiniškai pakrautas Masė tarp 16 000 ir 27 000 kg		Sunkiai pakrautas Masė virš 27 000 kg	
Masė, kg	Pagreitis, m/s ²	Masė, kg	Pagreitis, m/s ²	Masė, kg	Pagreitis, m/s ²
13054	0,21	19051	0,1	35598	0,1
14324	0,21	15885	0,2	34146	0,1
12673	0,21	21881	0,2	35489	0,1
15858	0,21	23886	0,3	35870	0,1
15132	0,30	17745	0,3	28150	0,2
14987	0,34	17463	0,4	30109	0,2
15576	0,40	19731	0,7	34718	0,3
11385	0,40	17962	0,7	34491	0,5
15168	0,46			33276	0,5
13363	0,46			35934	0,5
15177	0,55			34473	0,6
11657	0,58				
12347	0,64				
13091	0,64				
15467	0,64				
14969	0,76				
12147	0,98				

Siekdami patikrinti duomenų teisingumą, palyginsime tyrime gautas pagreičių reikšmes su realiu pavyzdžiu. Tam naudosime panašų į mūsų nagrinėjamą sunkvežimio su antstatu prototipą – Mercedes Benz Actros gaisrinio automobilio techninius duomenis. Pagal [3], nuo 0 iki

80 km/h (22,2 m/s) šis sunkvežimis įsibėgėja per 40 sekundžių. Todėl, šio konkretaus atvejo pagreitis yra lygus:

$$a = \frac{v_1 - v_0}{t} = \frac{22,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} - 0}{40\text{s}} = 0,56 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (2)$$

Ši reikšmė yra panaši į anksčiau atlikto tyrimo rezultatus, todėl jie gali būti laikomi teisingais. Atsižvelgdami į šiuos duomenis, mūsų skaičiavimuose automobilio greitėjimo atveju naudosime pagreitį, lygų 1 m/s^2 .

2.2. Staigiai stabdančio sunkvežimio pagreitis

Jėga, atsirandanti sunkvežimio stabdymo metu, veikia priešinga įsibėgėjimo metu veikiančios jėgos kryptimi.

Darbe [4] buvo tirtos sunkvežimio stabdymo charakteristikos. Buvo naudojamas vilkikas su puspriekabe, kurių stabdžių sistemos mazgai buvo prisitrynę, bei turėjo geriausią įmanomą funkcionalumą. Tyrimas buvo atliekamas ant 3 km ilgio sausos bei šlapios betoninių dangų atkarpų, įsibėgėjant iki 30 mylių per valandą (~48 kilometrai per valandą) bei 60 mylių per valandą (~96 kilometrai per valandą), bei įjungiant stabdžių sistemą didžiausiu įmanomu pajėgumu.

2 lentelė. Ištirtų sunkvežimio stabdymo charakteristikų santrauka [4]

Važiavimas	Greitis stabdymo pradžioje, km/h	Stabdymo pagreitis, m/s^2
1	48	5,984
2	48	5,297
4	96	3,630
5	96	5,003
6	96	5,003
7	96	5,003
8	48	6,278
30	48	5,003
31	48	5,199
32	48	5,494
33	48	5,297
34	96	4,316
35	96	4,022

Buvo nustatyta, jog nuo pilno stabdžių paminos nuspaudimo iki stabdžių suveikimo įvykstantis delsimas trunka vidutiniškai 0,15 sekundės. Didžiausias stabdymo efektyvumas

pasiektas stabdant ant sausos kelio atkarpos. Bandymų rezultatai, aprašantys stabdymą ant sausos dangos, nurodomi 2 lentelėje:

Atsižvelgdami į šio tyrimo rezultatus, šiame darbe numatome naudoti stabdymo pagreičio vertę $a_{stabd.} = 6 \frac{m}{s^2}$.

2.3. Staigų posūkį atliekančio sunkvežimio apkrova

Naudojant sunkiasvorę transporto priemonę, ši gali patirti apkrovą, kylančią atliekant staigų posūkį dideliu greičiu. Tai gali atsitikti, pavyzdžiui, kai kelyje pamatoma netikėta kliūtis (į kelią išbėgęs vaikas), arba dėl vairuotojo nepatyrimo atliekant posūkį pernelyg dideliu greičiu.

Prieš skaičiuodami porėmio apkrovas, kylančias dėl šiuo atveju veikiančios išcentrinės antstato jėgos, turime nustatyti, kokiam sunkvežimio greičiui bei posūkio spinduliui esant, kyla didžiausia išcentrinė jėga.

[5] aprašomame darbe buvo tiriamas posūkį atliekančio krovinio automobilio stabilumas. Numačius pakrauto automobilio svorio centro aukštį $h_{pakrauto}=1,81m$, gauti kritiniai greičiai, nurodomi 3 lentelėje:

3 lentelė. Tyrimo metu nustatyti sunkvežimio kritiniai greičiai [5]

	Automobilio masės centro trajektorijos posūkyje spindulys R, m					
	15	20	25	30	35	40
Kritinis greitis, m/s	9,2	10,83	12	13,1	14,2	15,3

2.4. Sunkvežimio rėmo keliamas atsitiktinis priverstinis žadinimas

Rėmą galima vadinti sunkvežimio stuburu. Sunkvežimiui važiuojant keliu jo rėmą veikia kelio nelygumų, variklio, pavarų dėžės ir kt. sukeltos dinaminės apkrovos. Šių apkrovų veikiamas sunkvežimio rėmas ima vibruoti. Nesvarbu, ar šios vibracijos yra savosios, ar konstrukcija patiria išorės perduodamas vibracijas, tokiu atveju atsiranda reiškinys, vadinamas rezonansu, kurio pasekmės gali būti apibrėžiamos tiek perteklinėmis deformacijomis, tiek ir konstrukcijos pažeidimu. 3 pav. vaizduojama išilgai trūkusi porėmio išilginė sija. Kaip matome, trūkimas prasidėjo ties silpnąja vieta – pailga išėma varžtui, bei nusitęsė tolyn palei išilginę siją.

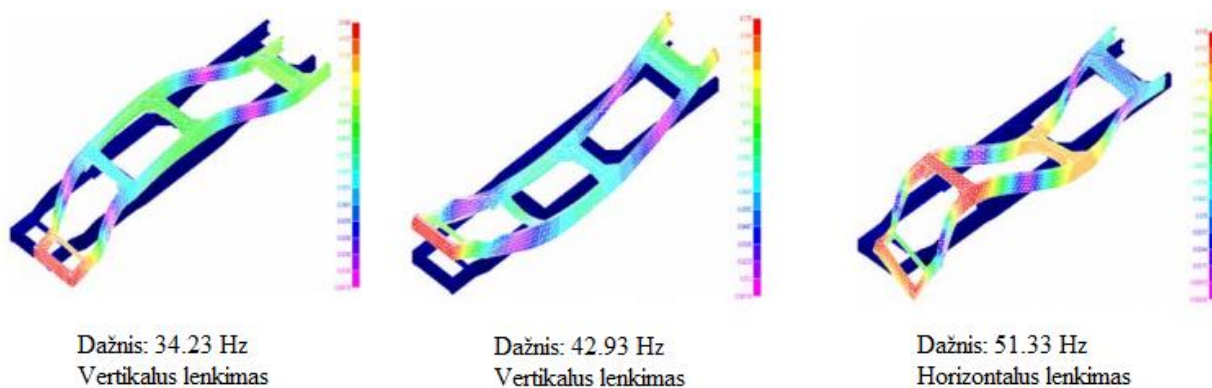


2 pav. Trūkusi porėmio išilginė sija

Sunkvežimio vibracijos pobūdis labai priklauso nuo jo standumo bei masių pasiskirstymo. Komponuojant automobilį, svarbu atsižvelgti į jo savųjų vibracijų pobūdį. Yra atlikta daug tyrimų, nagrinėjančių sunkvežimio rėmą šiuo aspektu.

Tyrime [6] baigtinių elementų metodu buvo tiriamas statybinio sunkvežimio, dirbančio sunkiomis darbinėmis sąlygomis rėmas, kuris veikiamas apkrovų, sukeliama variklio, degalų bako, bei kitų pakabinami elementų. Atlikus skaičiavimą ANSYS programiniu paketu, be kitų duomenų, buvo nustatyta, jog sunkvežimio rėmo savieji virpesiai siekia apie 50 Hz.

Darbe [7], buvo atlikta 4,5 tonos sunkvežimio rėmo dinaminė analizė, kurios metu buvo tirta jo elgsena, esant įvairiems darbo režimams (3 pav.).



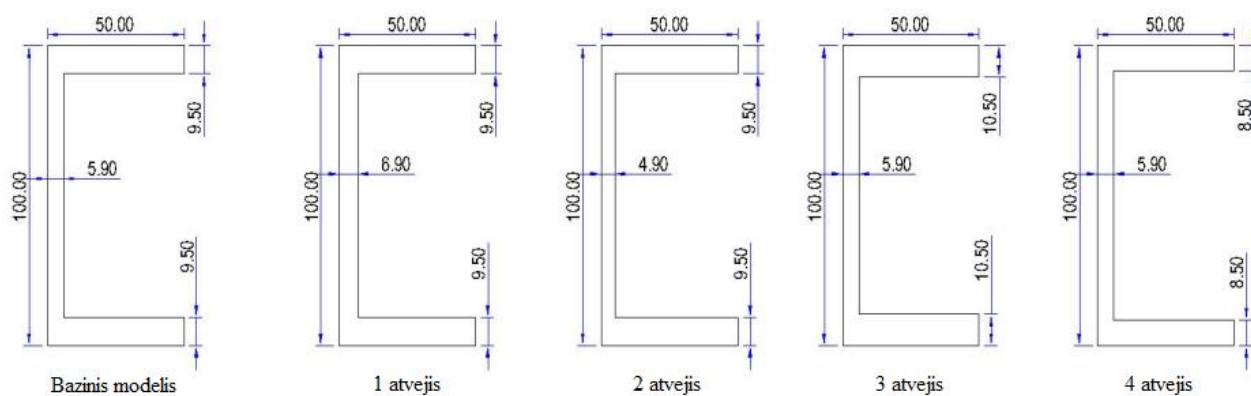
3 pav. Savųjų virpesių dažnio skaičiavimas, esant įvairiems rėmo darbo režimams [7]

Buvo nustatyta, jog veikiant rėmą skirtingomis apkrovomis, jo savieji virpesiai išsidėsto intervale tarp 12,68 bei 61,64 Hz.

2.5. Sunkvežimio rėmo standumo nustatymas

Sunkiasvorės transporto priemonės porėmio tyrimas neatsiejamai susijęs su automobilio rėmo parametrais. Turėsime išsiaiškinti, ar sunkvežimio rėmo parametrai daro kokią nors įtaką pačio porėmio stiprumui. Todėl šiame tyrime mums prireiks tam tikrų duomenų apie sunkvežimių rėmus.

Panašios tematikos darbas [8] nagrinėja, kokią įtaką rėmo detalių sienelių storis turi jo standumui. Buvo tirtas 8 tonų naudingosios apkrovos sunkvežimio rėmas, sudarytas iš C profilio skerspjūvio skersinių bei išilginių sijų. Buvo numatyti 5 C profilio skerspjūvio matmenų variantai, vaizduojami 4 pav., kurių lentynos storis kito nuo 8,5 iki 10,5 mm, o sienelės storis – nuo 4,9 iki 6,9 mm.



4 pav. Tirti C profilio skerspjūvių matmenys [8].

Atlikę skaičiavimą ANSYS programiniu paketu, tyrėjai gavo rezultatus, kurie nurodyti 4 lentelėje.

4 lentelė. Tyrime apskaičiuoti rėmo standumai [8]

	Didžiausias įlinkis, mm	Lenkimo standumas, N/m
Bazinis modelis	0,853	13 716 300
1 variantas	0,846	13 829 790
2 variantas	0,859	13 620 490
3 variantas	0,831	14 079 420
4 variantas	0,877	13 340 940

Išsiaiškinta, kad kuo didesnis C profilio skerspjūvio sienelių storis, tuo standesnis ir pats automobilio rėmas, pagamintas iš šio profilio. Taip pat, jog profilio lentynos sienelės storio didinimas daro didesnę įtaką rėmo standumui, negu C profilio sienelės storinimas. Į 4 lentelėje nurodomus duomenis ir jų pokyčio tendenciją priklausomai nuo C profilio skerspjūvio matmenų

kitimo atsižvelgsime tolimesnėje tyrimo eigoje, nagrinėdami porėmio įtempių priklausomybę nuo automobilio, ant kurio montuojamas porėmis, rėmo standumo.

2.6. Porėmio tvirtinimo elementų stiprumas

Darbe [9] buvo tiriama, kokios apkrovos veikia tvirtinimo elementus, kuriais antstatas tvirtinamas prie porėmio, bei koks mažiausias jų kiekis, kurį naudojant, stiprumo sąlyga būtų tenkinama.

Buvo atlikta realaus sunkvežimio tyrimo, atlikto Vokietijoje, apžvalga, bei jį apibendrinus nustatyta, jog porėmio tvirtinimo elementuose didžiausi įtempiai kyla esant sunkvežimio staigaus stabdymo arba staigaus posūkio atvejams.

Taip pat paminėta, jog sunkiasvorei transporto priemonei atliekant stabdymą arba staigų posūkį, jų metu kylanti inercijos jėga gali viršyti ne tik tarp porėmio ir kėbulo veikiančios trinties jėgos vertę, bet ir suformuoti pavojingą kirpimą varžtuose, kas reikštų antstato atitrūkimą nuo sunkvežimio važiuoklės kritinėse situacijose.

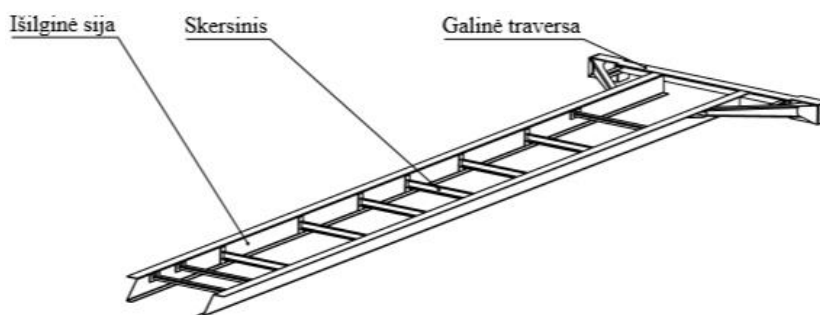
3. Statinės porėmio apkrovos skaičiavimas

3.1. Tyrimo objektas

Šiame darbe nagrinėsime FP45 tipo porėmį. FP45 tipo porėmis – tai porėmis, skirtas montuoti kietišonius izoterminius FP45 tipo kėbulus ant sunkiasvorės transporto priemonės važiuoklės. Šio porėmio paskirtis – sujungti sunkvežimio rėmą su antstatu bei užtikrinti papildomą grindų standumą.

FP45 tipo porėmio (5 pav.) konstrukcija sudaryta iš 2 išilginių sijų, sutvirtintų skersiniais (skersinių kiekį bei padėtį numato kėbulo konstruktorius, atsižvelgdamas į montuojamo antstato tipą, sunkvežimio rėmo konstrukciją bei tam tikrus primontuojamus komponentus: sunkvežimio sukabinimo įtaisą su priekaba, hidraulinių krovinių keltuvą ir pan.), galinio skersinio (traversos), ant kurio, priklausomai nuo užsakovo pageidavimų, tvirtinama papildoma įranga (apsaugos nuo hidraulinio keltuvo „kojų“, darbiniai žibintai, lentelės ir pan.).

Pagrindiniai porėmio komponentai gaminami iš 2 rūšių plieno: S355J2G3 (išilginės sijos, skersiniai, galinis skersinis) bei S500MC (porėmio tvirtinimo prie grindų konsolės ir kitos smulkios detalės). Šiame darbe nagrinėjama didžiųjų komponentų – išilginės sijos, skersinių, galinio skersinio sąveiką, todėl 5 lentelėje detalčiau aprašytas tik plienas S355J2G3.



5 pav. Bendrasis FP45 tipo porėmio vaizdas

Plienas S355J2G3 EN 10025-2 – plienas, turintis didelę takumo ribą, skirtas šaltajam formavimui (pavyzdžiui, lankstymui), yra gerai suvirinamas.

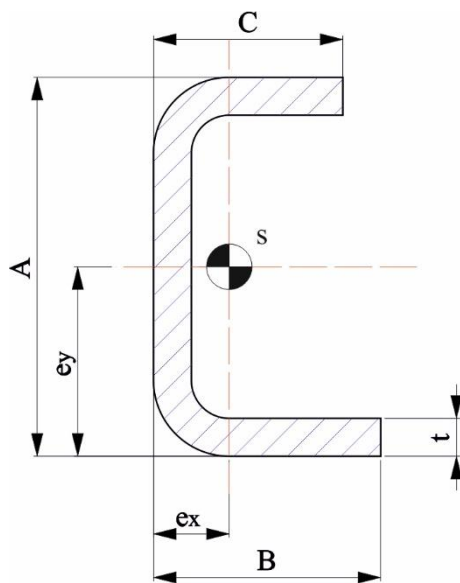
5 lentelė. Plieno S355J2G3 mechaninės savybės [18]

Minimali takumo riba, MPa	Stiprumo riba, MPa	Kietumas, HB	Tankis, g/cm ³
315	450 ... 630	146...187	7,85

3.2. Sunkvežimio rėmo standumo nustatymas

Šiuo metu didžiausių rinkos gamintojų siūlomų sunkvežimių rėmai paprastai pagaminti iš C profilio skerspjūvio išilginių sijų. Rečiau siūlomi Z ar I profilio skerspjūviai. Pasitaiko ir kitokių variantų. Pavyzdžiui, Volvo sunkvežimiuose naudojamas kombinuotas dvigubas C profilis.

Apžvelgti visų pagrindinių gamintojų sunkvežimių rėmus užimtų per daug laiko ir būtų netikslinga vien dėl to, jog dauguma variantų yra pasikartojantys. Todėl pasirenkame gamintoją, siūlančio vieną iš plačiausių važiuoklių gamą: MAN Truck & Bus AG. 6 pav. vaizduojamas MAN sunkvežimio rėmo išilginės sijos skerspjūvio eskizas su pažymėtais kintančiais matmenimis.



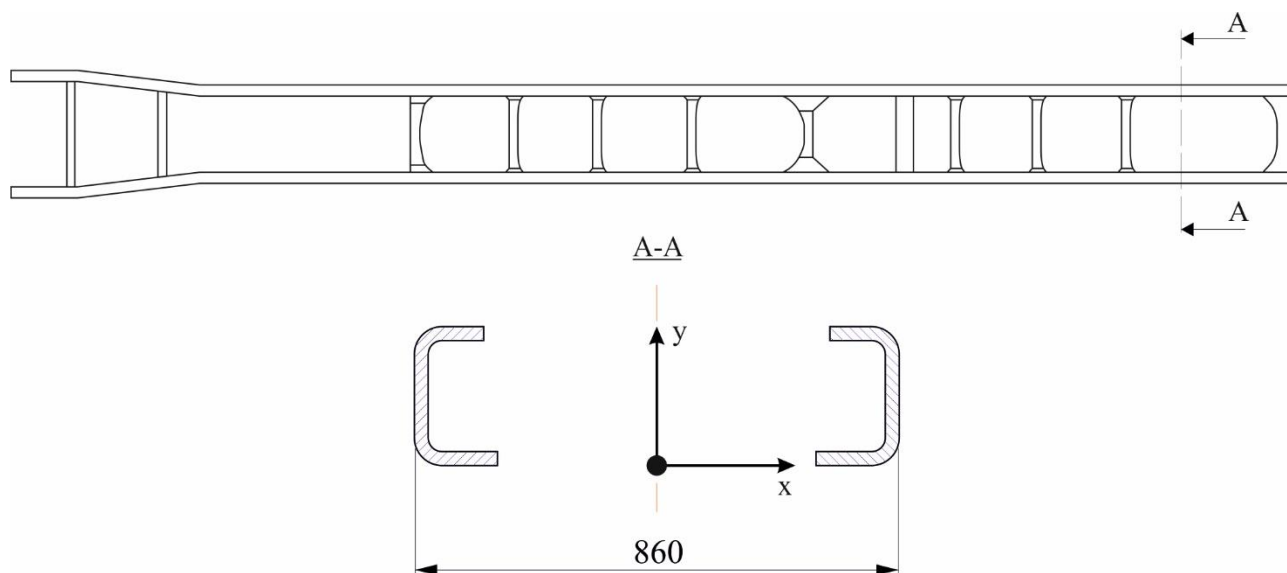
6 pav. MAN sunkvežimio rėmo išilginės sijos skerspjūvio eskizas

Pagal katalogą [1], rėmo išilginių sijų skerspjūvio aukštis kinta nuo 209 iki 334 milimetrų, bei atitinkamai sienelės storis nuo 4,5 iki 10 milimetrų. Skaičiuosime keturis variantus – žemiausią profilį, turintį ploniausią sienelę, aukščiausią profilį, turintį storią sienelę, bei du tarpinius atsitiktinai parinktus variantus. Pasirinkti rėmo išilginės sijos skerspjūvio kintami matmenys nurodomi 6 lentelėje.

6 lentelė. MAN sunkvežimio rėmo išilginės sijos skerspjūvio kintantys matmenys

	A, mm	B, mm	C, mm	t, mm	ex, mm	ey, mm	I _x , mm ⁴	I _y , mm ⁴	S, mm ²
1 variantas	209	65	65	4,5	15	105	8 680 000	520 000	1445
2 variantas	220	85	80	6	21	110	15 030 000	1 350 000	2171
3 variantas	262	78	78	8	18	131	28 450 000	1 550 000	3152
4 variantas	334	85	85	10	19	167	66 910 000	2 570 000	4711

Sunkvežimio rėmas, kaip ir porėmis, yra sudarytas iš išilginių sijų bei skersinių. Rėmo nagrinėjimas atsižvelgiant į skersinius būtų labai sudėtingas, tačiau skersiniai didelės įtakos rėmo standumui lenkiant neturės, todėl darome prielaidą, jog išilginis rėmo standumas yra pastovus. Rėmo vaizdas iš viršaus bei pjūvis vaizduojamas 7 pav.



7 pav. Sunkvežimio rėmas

Rėmo standumą rasime pasinaudoję Huko dėsnium:

$$F = k \cdot y \quad (3)$$

Čia:

F – rėmo apkrova nuo antstato, N.

K – rėmo standumas, N/m.

y – rėmo įlinkis, mm.

Rėmo įlinkiams rasti pasinaudosime [10] pateikiama standartine sijos skaičiavimo schema bei formule:

$$y = \frac{q \cdot l^2 \cdot (24 \cdot a^2 - 5 \cdot l^2)}{384 \cdot E \cdot I} \quad (4)$$

Čia:

q – išskirstytoji apkrova, N/m.

l – sijos ilgis tarp atramų, m.

a – išsikišančių už atramų laisvųjų sijos galų ilgiai, m.

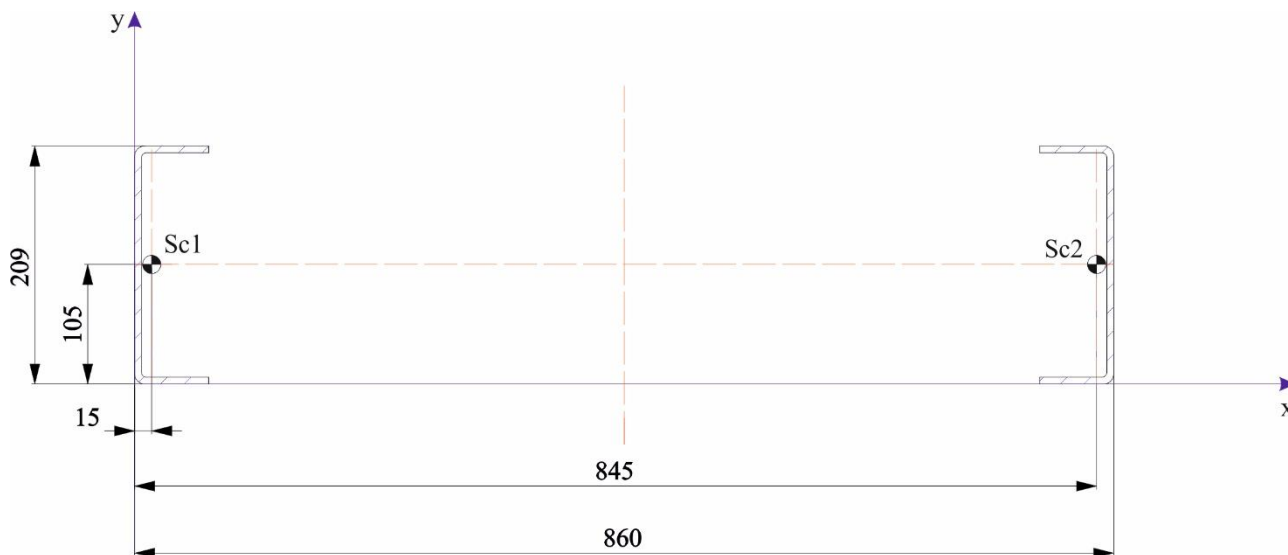
E – medžiagos tamprumo modulis, Pa.

I – skerspjūvio inercijos momentas, m⁴

Rėmo medžiaga – plienas S500MC, jo tamprumo modulis $E = 210 \text{ GPa}$. [10].

Skerspjūvio inercijos momentą I apskaičiuosime kiekvienam variantui pagal 6 pav. ir 6 lentelėje nurodytus duomenis.

Skaičiavimą pradėsime nuo skerspjūvio svorio centro radimo. Tam nusibraižome skerspjūvį su pažymėtais kiekvieno svorio centru ir nurodome laisvai pasirinktą koordinatinių sistemą xOy (8 pav.).



8 pav. Pirmo varianto rėmo skerspjūvio svorio centro skaičiuojamoji schema

Kiekvienos sijos skerspjūvio plotas:

$$S_1 = S_2 = 1445 \text{ mm}^2 \quad (5)$$

Bendras skerspjūvio plotas:

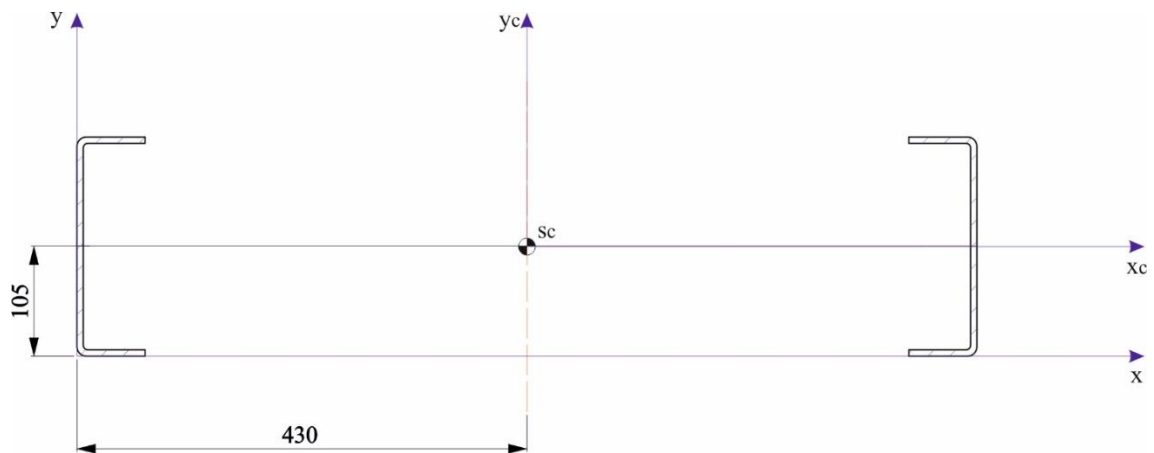
$$S = S_1 + S_2 = 1445 \text{ mm}^2 + 1445 \text{ mm}^2 = 2890 \text{ mm}^2 \quad (6)$$

Toliau skaičiuosime skerspjūvio ploto centro koordinates:

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^2 S_{iy}}{\sum_{i=1}^2 A_{iy}} = \frac{\sum_{i=1}^2 A_i x_i}{\sum_{i=1}^2 A_i} = \frac{1445 \text{ mm}^2 \cdot 15 \text{ mm} + 1445 \text{ mm}^2 \cdot 845 \text{ mm}}{2890 \text{ mm}^2} = 430 \text{ mm} \quad (7)$$

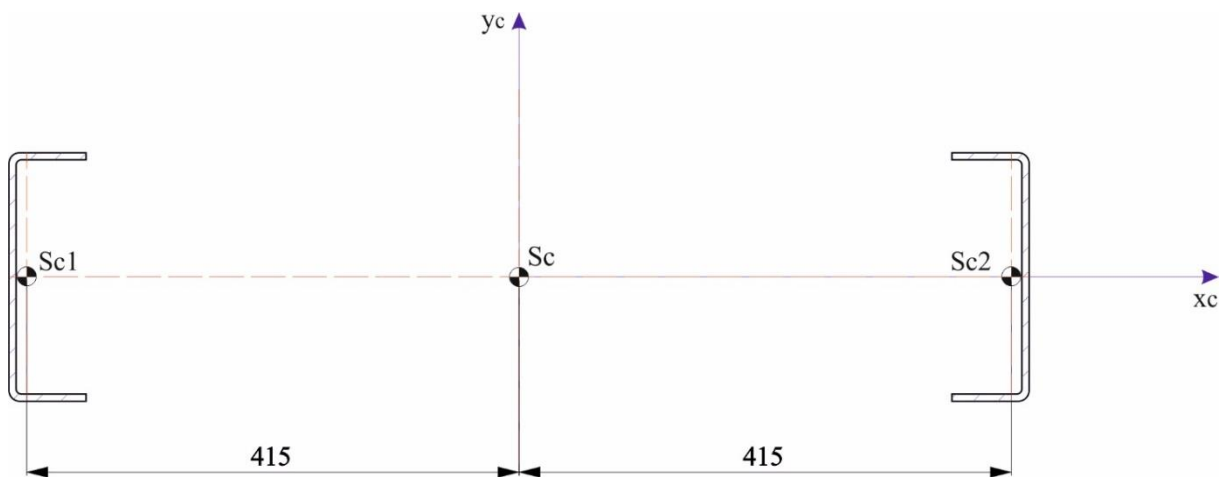
$$y_c = \frac{\sum_{i=1}^2 S_{ix}}{\sum_{i=1}^2 A_{ix}} = \frac{\sum_{i=1}^2 A_i y_i}{\sum_{i=1}^2 A_i} = \frac{1445 \text{ mm}^2 \cdot 105 \text{ mm} + 1445 \text{ mm}^2 \cdot 105 \text{ mm}}{2890 \text{ mm}^2} = 105 \text{ mm} \quad (8)$$

Nustatytas skerspjūvio svorio centras vaizduojamas 9 pav. Kaip matome, pagal x koordinatinių ašį svorio centras sutampa su skerspjūvio simetrijos ašimi, o pagal y koordinatinių ašį yra lygus kiekvieno atskiro sijos profilio svorio centro y koordinatei.



9 pav. Rėmo skerspjūvio svorio centras

Toliau skaičiuosime skerspjūvio inercijos momentą x ašies atžvilgiu. Tam nusibraižome skaičiuojamąją schemą, vaizduojamą 10 pav.



10 pav. Rėmo skerspjūvio inercijos momento nustatymas

Skaičiuojame kiekvienos sijos skerspjūvio ašinius inercijos momentus:

$$I_{x_{c1}} = I_{x1} + y_{1c}^2 \cdot A_1 = 8680000\text{mm}^4 + (0)^2 \cdot 1445\text{mm} = 8680000\text{mm}^4 \quad (9)$$

$$I_{x_{c2}} = I_{x2} + y_{2c}^2 \cdot A_2 = 8680000\text{mm}^4 + 0^2 \cdot 1445\text{mm} = 8680000\text{mm}^4 \quad (10)$$

Randame viso rėmo skerspjūvio centrinį inercijos momentą pagal x ašį:

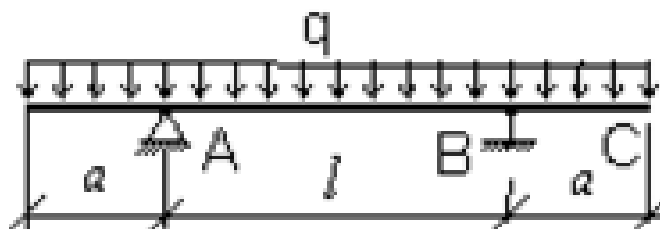
$$I_{xc} = I_{xc1} + I_{xc2} = 8680000\text{mm}^4 + 8680000\text{mm}^4 = 17360000\text{mm}^4 \quad (11)$$

Pagal nurodytą pavyzdį apskaičiuojame likusių rėmo variantų inercijos momentus. Skaičiavimo rezultatai pateikti 7 lentelėje.

7 lentelė. Skirtingų rėmų variantų inercijos momentai pagal x ašį:

	1 variantas	2 variantas	3 variantas	4 variantas
I_x, mm^4	17 360 000	30 060 000	56 900 000	133 820 000

Toliau nustatysime rėmo standumo k vertę. Tam randame panašiausią apkrovos schema (vaizduojamą 11 pav.) bei maksimalaus įlinkio formulę:



11 pav. Skaičiuojamoji rėmo schema [10]

Šiuo atveju išskirstytąją apkrovą q išsireikšime pagal jėgą:

$$q = \frac{F}{(l + 2 \cdot a)} \quad (12)$$

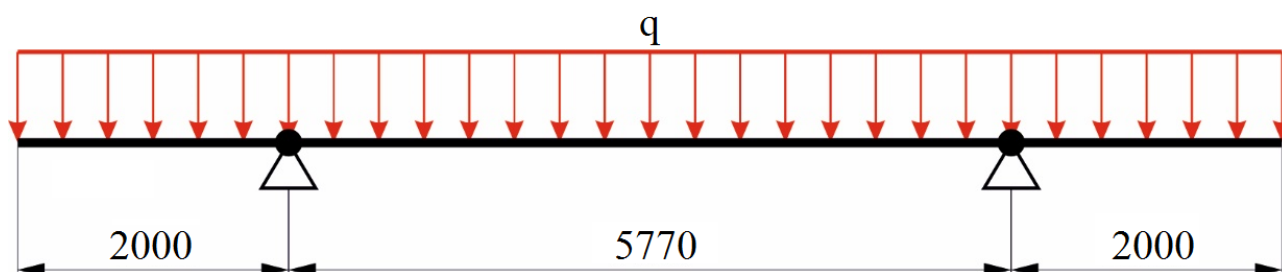
Įstatę gautą išraišką į (4) formulę ir atlikę pertvarkymus, gauname:

$$x = \frac{F \cdot l^2 \cdot (24 \cdot a^2 - 5 \cdot l^2)}{384 \cdot E \cdot I \cdot (l + 2 \cdot a)} \quad (13)$$

Tada rėmo standumas bus lygus:

$$k = \frac{F}{x} = \frac{384 \cdot E \cdot I \cdot (l + 2 \cdot a)}{l^2 \cdot (24 \cdot a^2 - 5 \cdot l^2)} \quad (14)$$

Pagal gautą formulę apskaičiuosime standumą visiems rėmo variantams. Konkreti skaičiavimo schema vaizduojama 12 pav. Skaičiavimo rezultatai pateikti 8 lentelėje.



12 pav. Sunkvežimio rėmo standumo skaičiavimo schema

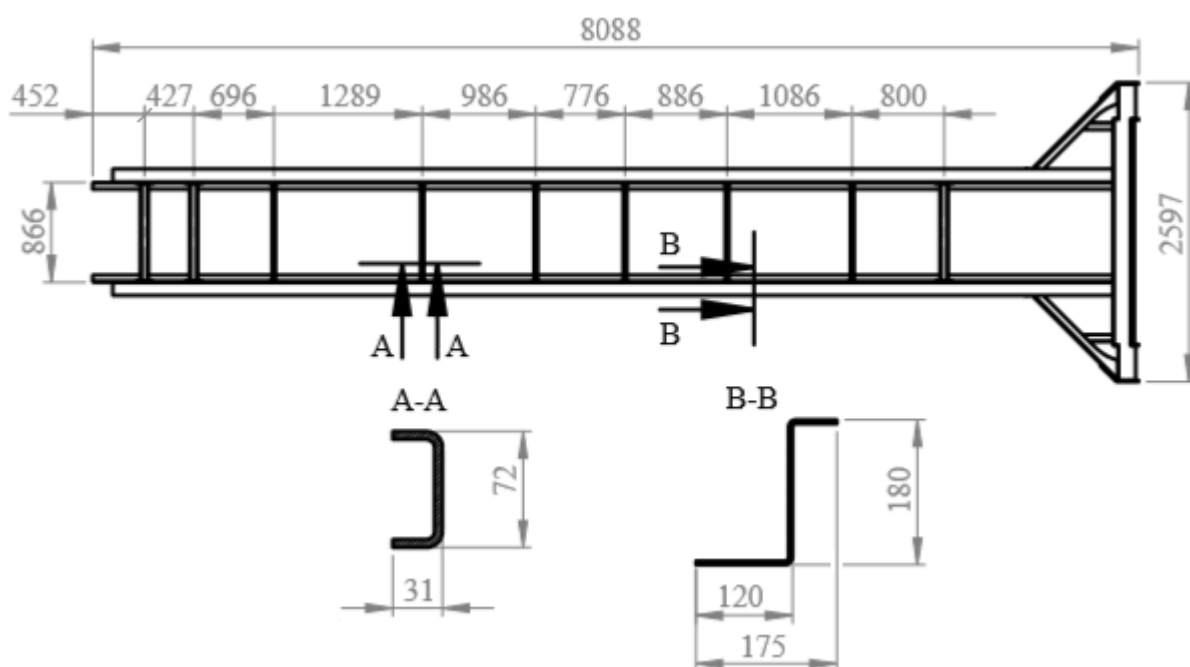
8 lentelė. Rėmo standumų skaičiavimo rezultatai

	1 variantas	2 variantas	3 variantas	4 variantas
Rėmo standumas, N/m	5552435	9614413	18198938	42801088

3.3. Sunkvežimio rėmo standumo įtaka porėmio įtempiams

Šiame skyriuje nagrinėsime, kokią įtaką didžiausiems porėmyje kylantiems įtempiams daro rėmo, ant kurio sumontuotas porėmis, standumas. Naudosime patį paprasčiausią porėmio apkrovos variantą, kai automobilis nejuda, o porėmį veikia tik apkrova nuo antstato, nukreipta vertikaliai žemyn.

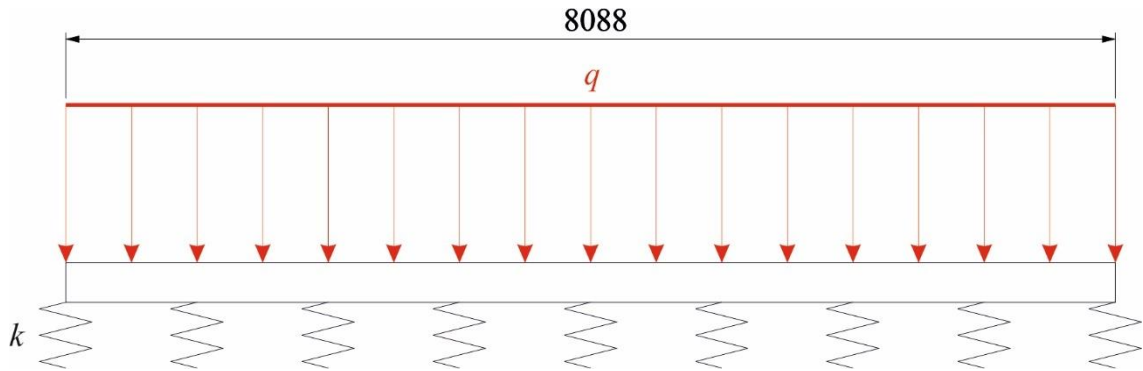
Skaičiavimui naudosime atsitiktinai pasirinktą realų porėmį, kurio matmenys pavaizduoti 13 pav.



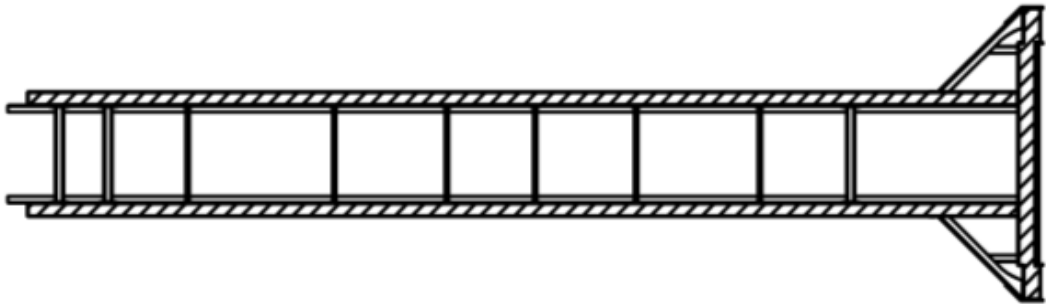
13 pav. Tyrimui naudojamo porėmio eskizas

Porėmis sudarytas iš Z profilio skerspjūvio išilginių sijų bei C profilio skerspjūvio skersinių. Numatysime, jog išilginės sijos ir skersinio sienelės storis yra vienodas, bei kinta kas 1 milimetrą tarp 2 ir 5 milimetrų imtinai.

14 pav. vaizduojama porėmio skaičiuojamoji schema, kurį veikia apkrova, pridėta taip, kaip vaizduojama 15 pav.



14 pav. Porėmio skaičiuojamoji schema



15 pav. Apkrovos veikiamos sritys užbrūkšniuotos

Nustatysime apkrovos, veikiančios porėmį dedamąsias bei jų skaitines reikšmes. Antstato porėmiui perduodama apkrova paprastai būna sudaryta iš šių dedamųjų:

- 1) Paties antstato svoris:

$$4000 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \approx 40000 \text{ N}; \quad (15)$$

- 2) Krovinio, pakrauto į antstatą, svoris. Šiuo atveju, didžiausias krovinio svoris bus lygus leistinajai antstato grindų apkrovai:

$$7000 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \approx 70000 \text{ N}; \quad (16)$$

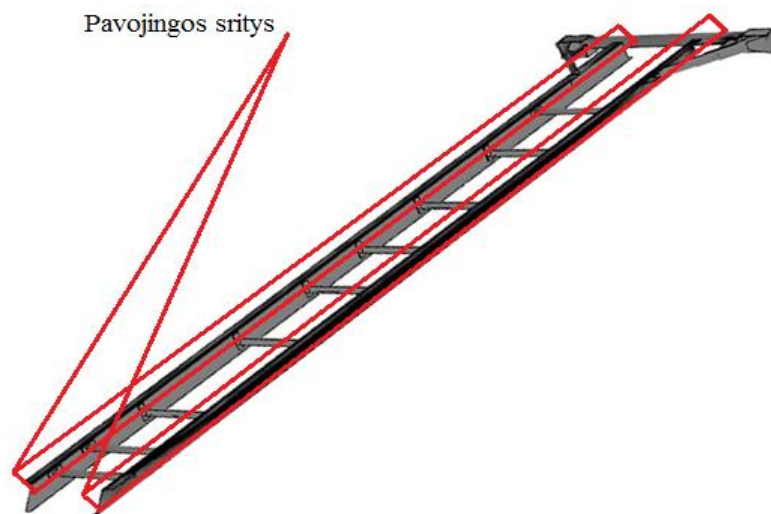
- 3) Šaldymo įrenginio, sumontuoto antstate, svoris. Nors šaldymo įrangos gamintojų yra daug (Carrier, Thermo King, Zanotti, Frigoblock), tačiau tos pačios klasės įrenginių svoris yra daugmaž vienodas. Todėl atsižvelgsime į vieno dažniausiai naudojamo agregato – Carrier Supra 850 duomenis [12]:

$$500 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \approx 5000 \text{ N}. \quad (17)$$

Atsižvelgdami į [13, 14], kaip atsargos koeficientą numatome naudoti 2,0. Todėl antstato porėmiui perduodama apkrova bus lygi:

$$q = (40000 \text{ N} + 70000 \text{ N} + 5000 \text{ N}) \cdot 2 = 230000 \text{ N}. \quad (18)$$

Pagal 14,15 pav. pateikiamus duomenis atlikę statinę simuliaciją programa Solidworks nustatė, jog šiuo apkrovos atveju pavojingosios porėmio sritys koncentruojasi ties porėmio išilginių sijų viršutinio lenkimo zonomis tai pavaizduota 16 pav.

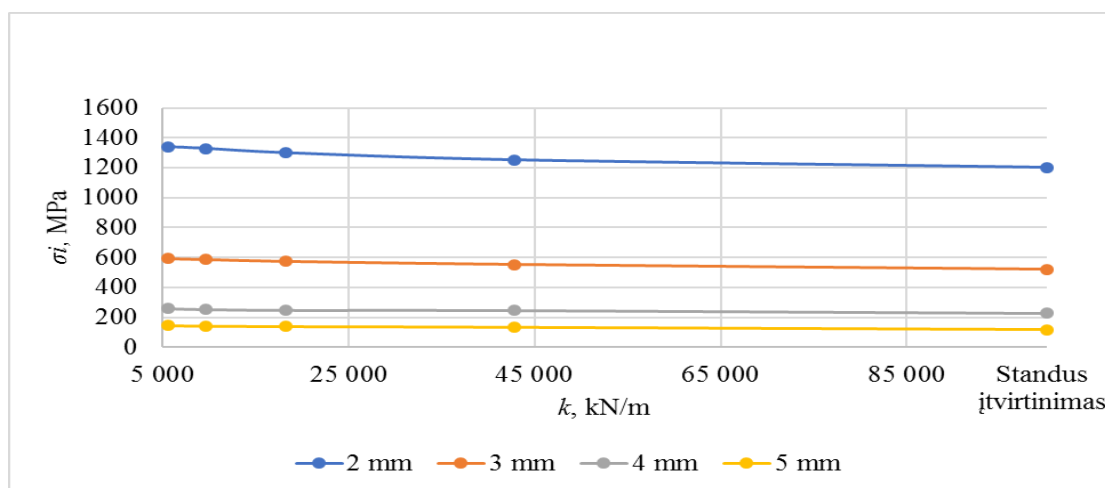


16 pav. Pavojingosios porėmio sritys.

Didžiausių įtempių skirtumas tarp mažiausio ir didžiausio standumo sudaro ~7 proc., o jei lygintumėme mažiausio standumo atvejį su standžiu įtvirtinimu, šis skirtumas sudarytų ~10 proc. Visų variantų reikšmės nurodomos 9 lentelėje:

9 lentelė. Didžiausio įtempių intensyvumo σ_i pokytis atsižvelgiant į rėmo standumą

	Didžiausi įtempiai, kai sienelės storis 2mm	Didžiausi įtempiai, kai sienelės storis 3mm	Didžiausi įtempiai, kai sienelės storis 4mm	Didžiausi įtempiai, kai sienelės storis 5mm
1 variantas, MPa	1339,962	591,697	259,245	144,518
2 variantas, MPa	1328,417	586,599	253,501	141,693
3 variantas, MPa	1299,595	573,872	247,906	138,259
4 variantas, MPa	1251,989	552,850	246,382	133,418
Standžiai įtv., MPa	1201,353	519,592	226,703	117,069



17 pav. Didžiausio įtempių intensyvumo σ_i pokyčio priklausomybė nuo rėmo standumo

Kaip vaizduojama 17 pav. pateikiamame grafike, didžiausių įtempių pokyčio priklausomybė nuo sunkvežimio rėmo standumo mažėja didinant porėmio išilginių sijų bei skersinių sienelės storį: esant sienelių storiui 5 mm, šios priklausomybės grafikas yra artimas tiesei.

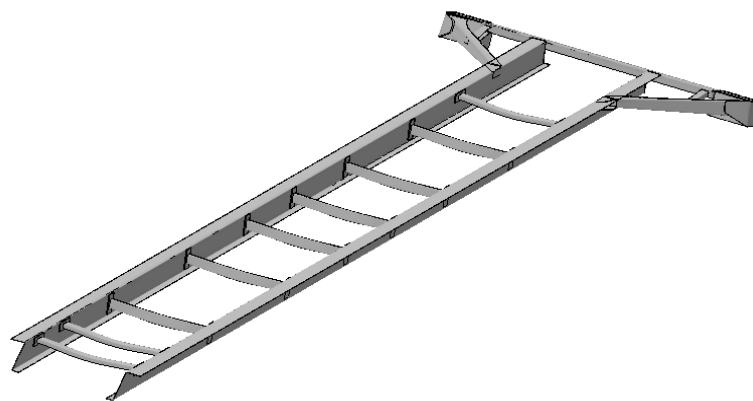
Atsižvelgiant į 9 lentelės ir 17 pav. duomenis, tolimesniuose skaičiavimuose bus naudojama 1 varianto rėmo standumo vertė: 5 552 435 N/m. Esant šiai vertei, buvo gautos didžiausios įtempių intensyvumo σ_i reikšmės.

3.4. Porėmio stiprumas, kai jį veikia tik statinė apkrova nuo antstato

Šiame skyriuje tirsime porėmio elgseną, kai jį veikia tik statinė apkrova nuo antstato, pakrauto didžiausiu leistinu svoriu. Tai apkrovos tipas, kuris veikia žymiausią automobilio eksploataavimo laiko dalį – automobiliui stovint, bei važiuojant pastoviu greičiu (pavyzdžiui, naudojant pastovaus greičio palaikymo funkciją „Cruise Control“), jei nevertinsime papildomų apkrovų, kurias sukelia tokie faktoriai kaip, pavyzdžiui, oro pasipriešinimas, kelio nelygumai.

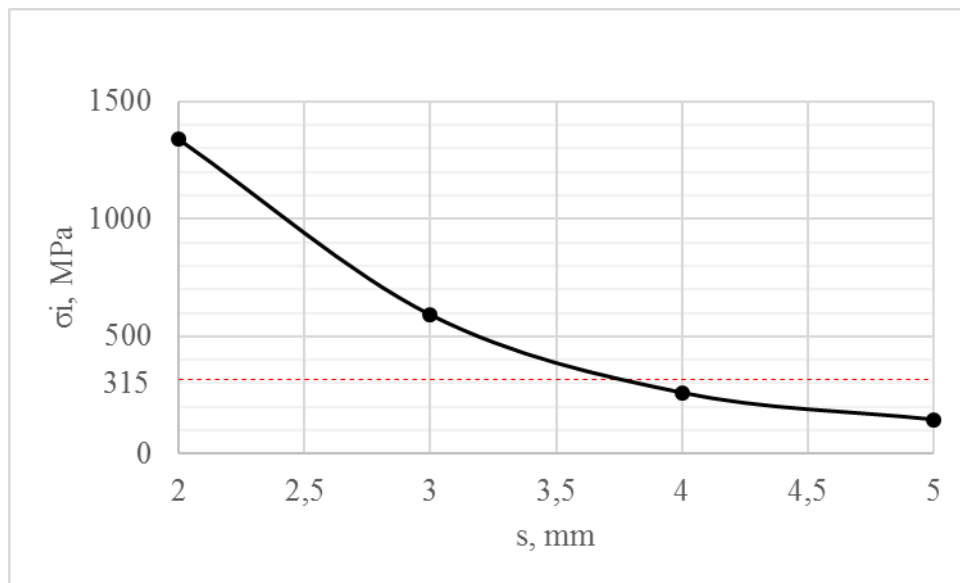
Šiam skaičiavimo atvejui skaičiuojamoji schema pavaizduota 14 pav. Numatome, jog porėmio išilginių sijų bei skersinių sienelių storiai yra vienodi. Apkrovos q vertės radimas išsamiai paašškintas 3.2 poskyryje. Ji lygi 230 000 N. Antstatas veikia porėmį kaip išskirstytoji apkrova, tolygiai paskirstyta per visą porėmio ilgį $L=8088$ mm. Porėmis tvirtinamas ant standaus pagrindo (tai apytiksliai atitinka tvirtinimą prie rėmo), naudojant 3.1 poskyryje nustatytą standumo vertę $k=5$ 552 435 N/m. Porėmį iš viršaus veikianti antstato išskirstytoji apkrova veikia per visą viršutinį porėmio sąlyčio su kėbulu paviršiumi, kuris brūkšniuotomis zonomis vaizduojamas 15 pav.

Atlikę skaičiavimą nustatėme, jog iš 2 mm išilginių sijų bei skersinių pagamintas porėmis neatlaiko antstato sukeltos apkrovos. Didžiausias įtempių intensyvumas σ_i nagrinėjamam apkrovos tipui kyla ties išilginių sijų viršutinių lenkimų sritimis, bei tęsiasi link apačios. Taip pat stebima nežymi porėmio skersinių deformacija, vaizduojama 18 pav.



18 pav. Deformuoto porėmio vaizdas

Kaip įtempimų intensyvumas σ_i pavojingoje porėmio srityje (čia kyla didžiausi σ_i) priklauso nuo porėmio skersinių ir išilginių sijų sienelių storio pateikta 19 pav. Kuo mažesnis sienelių storis tuo sparčiau didėja įtempimų intensyvumas σ_i . Pavojingoje porėmio srityje įtempiai σ_i neviršija plieno S355J2G3 takumo ribos (skaičiuotina apkrova buvo padidinta 2,0 kartus), kai porėmio išilginių sijų bei skersinių sienelių storis yra didesnis už $\approx 3,8$ mm. Todėl galime daryti išvadą, jog kai porėmį veikia statinė 230 000 N apkrova pakankamą porėmio atsparumą užtikrins sienelės, kurių storis yra 4 mm.



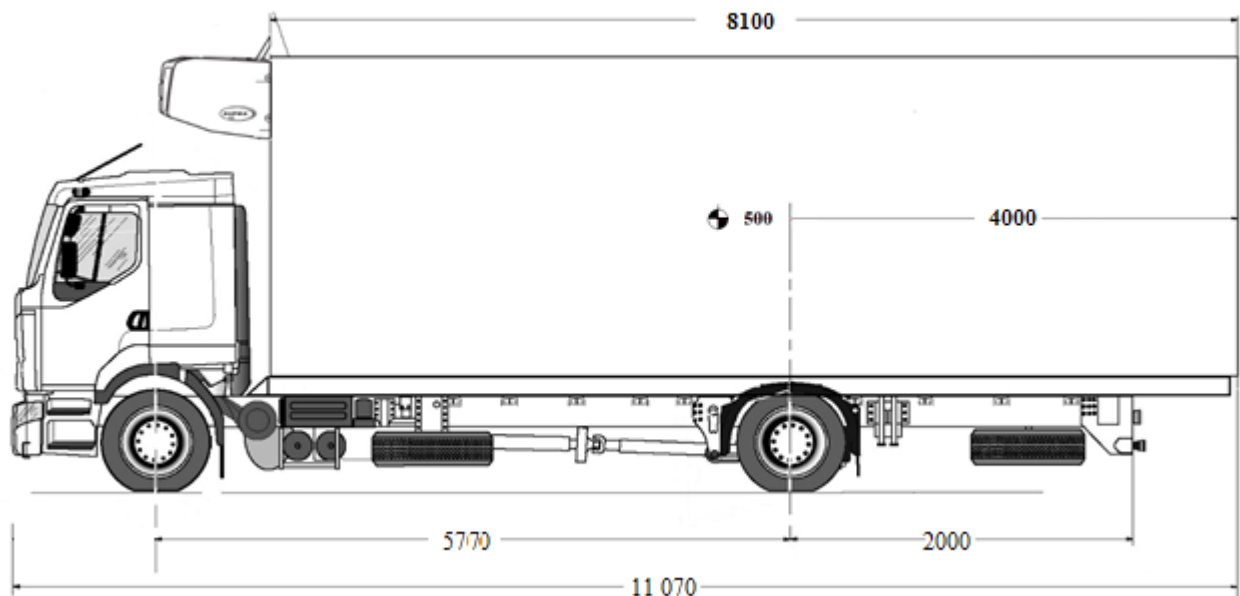
19 pav. Didžiausio įtempimų intensyvumo σ_i priklausomybė nuo sienelės storio, veikiant tik statinei apkrovai nuo antstato.

4. Porėmio skaičiavimai automobiliui judant

Iki šiol nagrinėjome atvejus, kai automobilis stovi vietoje, arba važiuoja tiesiai ir tolygiai (nevertinant oro pasipriešinimo ir pan. veiksnių keliamų apkrovų). Toliau turėsime iširti, kokią įtaką automobilio porėmiui turi tipiniai jo judėjimai:

- 1) Sunkvežimio įsibėgėjimas
- 2) Sunkvežimio staigus stabdymas
- 3) Sunkvežimio staigus posūkis.

Skaičiuodami šiuos atvejus, atsižvelgsime ir į tai, kaip antstatas tvirtinamas prie porėmio, bei kur yra antstato svorio centras (tai nustatome programa *TrailerWin*). Bendra skaičiuojamoji schema su pagrindiniais matmenimis bei nurodyta svorio centro vieta pavaizduota 20 pav.



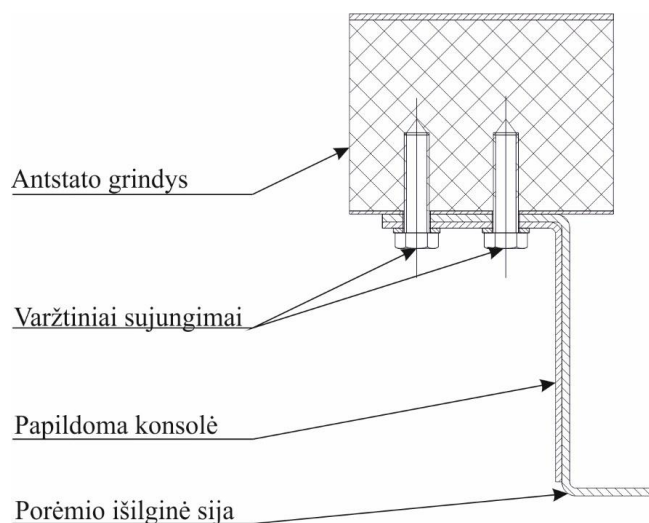
20 pav. Bendras skaičiuojamojo sunkvežimio vaizdas su nurodytu antstato svorio centru

4.1. Porėmio stiprumas automobiliui įsibėgėjant/staigiai stabdant

Nors kylančios jėgos automobiliui įsibėgėjant nėra tokios didelės, palyginus jas su jėgomis, kylančiomis automobiliui staigiai stabdant ar darant staigų posūkį, tačiau būtina įsitikinti, jog sunkiasvorei transporto priemonei staigiai pajudėjus iš vietos, antstatas su brangiu kroviniu liks ant jos, o ne nukris, porėmiui sulūžus bei atsiskyrus nuo automobilio.

Prieš pradėdami išsamiau nagrinėti įtempius porėmyje, kylančius dėl automobilio įsibėgėjimo pagreičio, turime smulkiau aptarti antstato bei porėmio tvirtinimo būdą.

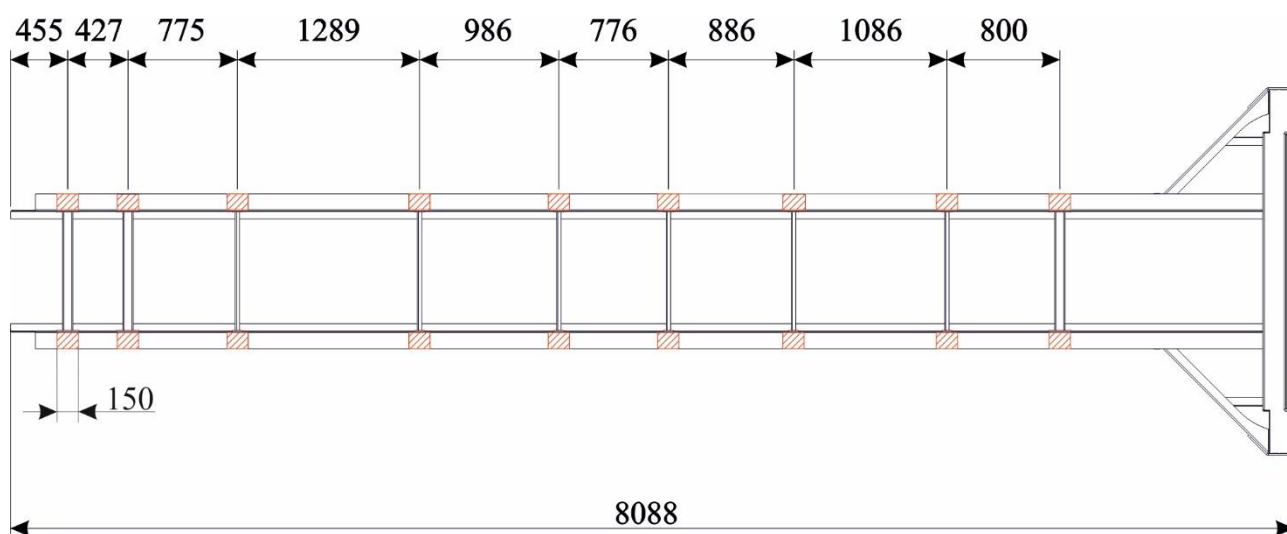
Nors egzistuoja daug būdų tvirtinti antstatą prie porėmio, mes nagrinėsime plačiausiai iš jų paplitusį : tvirtinimą naudojant papildomas konsoles bei varžtinius sujungimus. Šis tvirtinimo būdas vaizduojamas 21 pav.



21 pav. Porėmio su antstatu tvirtinimas

Tvirtinimui naudojamos konsolės bei įvairių rūšių (priklausomai nuo automobilio bei antstato tipo) varžtiniai sujungimai. Darbe darome prielaidą, jog tvirtinimui bus naudojamos 150 milimetrų pločio (pagal automobilio važiavimo kryptį) papildomos konsolės. Konsolių kiekį bei tvirtinimo vietas numato konkretaus kėbulo konstruktorius, atsižvelgdamas į antstatą, automobilio tipą, automobilio *Bodybuilder* reikalavimus bei savo patirtį. Tvirtinimo vietas dažnai priklauso nuo to, kurioje vietoje automobilyje įrengtos galinė(-s) ašis(-ys), kuro bakas, atsarginis ratas bei kita ant porėmio ar automobilio grindų tvirtinama įranga.

Mūsų tyrime numatome naudoti papildomų konsolių tvirtinimo vietas, kurios pavaizduotos 22 pav.



22 pav. Papildomų konsolių tvirtinimo vietas ant porėmio.

Apkrovos F vertę rasime pagal 2.1 poskyryje aprašytus tyrimo duomenis. Jėga, kuria antstatas veikia automobilio porėmį šiam įsibėgėjant, randama naudojantis antruoju Niutono dėsnio:

$$F_{\text{įsibėgėjimo}} = m_{\text{bendra}} \cdot a_{\text{įsibėgėjimo}} ; \quad (19)$$

čia

m_{bendra} – bendroji antstato masė (tuščio antstato masė + krovinio masė + šaldymo agregato masė).

$a_{\text{įsibėgėjimo}}$ – skaičiuojamasis automobilio įsibėgėjimo pagreitis.

Pagal 3.2 poskyryje gautus skaičiavimo rezultatus, bendroji antstato masė yra lygi:

$$m_{\text{bendra}} = m_{\text{antstato}} + m_{\text{krovinio}} + m_{\text{šaldytuvo}} = 4000\text{kg} + 7000\text{kg} + 500\text{kg} = 11500\text{kg} . \quad (20)$$

Pagal 2.1 poskyryje aprašytus duomenis, skaičiuojamasis sunkvežimio įsibėgėjimo pagreitis lygus:

$$a_{\text{įsibėgėjimo}} = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} . \quad (21)$$

Todėl jėga, kuria antstatas veikia sunkvežimio porėmį, lygi:

$$F_{\text{įsibėgėjimo}} = m_{\text{bendra}} \cdot a_{\text{įsibėgėjimo}} = 11500\text{kg} \cdot 1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 11500\text{N} . \quad (22)$$

Taip pat, turime įvertinti dinaminį atsargos koeficientą. Pagal [15], $k_{\text{dyn}} = 2,5$. Todėl:

$$F_{\text{įsibėgėjimo}_{\text{dyn}}} = F_{\text{įsibėgėjimo}} \cdot k_{\text{dyn}} = 11500\text{N} \cdot 2,5 = 28750\text{N} . \quad (23)$$

Sunkvežimio stabdymo procesas panašus į atvirkštinį įsibėgėjimo procesą. Veikia panašios prigimties apkrovos, esminis skirtumas tarp šių procesų – įsibėgėjimo jėga veikia priešingai, o stabdymo – pagal automobilio judėjimo kryptį.

Šiam atvejui, apkrova F bus lygi:

$$F_{\text{stabdymo}} = m_{\text{bendra}} \cdot a_{\text{stabdymo}} \quad (24)$$

čia:

m_{bendra} – bendroji antstato masė (tuščio antstato masė + krovinio masė + šaldymo agregato masė).

a_{stabdymo} – skaičiuojamasis automobilio stabdymo pagreitis.

Bendroji masė, kaip ir įsibėgėjimo atveju, bus lygi $m_{\text{bendra}} = 11\,500\text{ kg}$.

Stabdymo pagreitį imsime nurodomą 2.2 poskyryje:

$$a_{\text{stabdymo}} = 6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} . \quad (25)$$

Todėl, jėga, kuria antstatas veikia sunkvežimio porėmį, lygi:

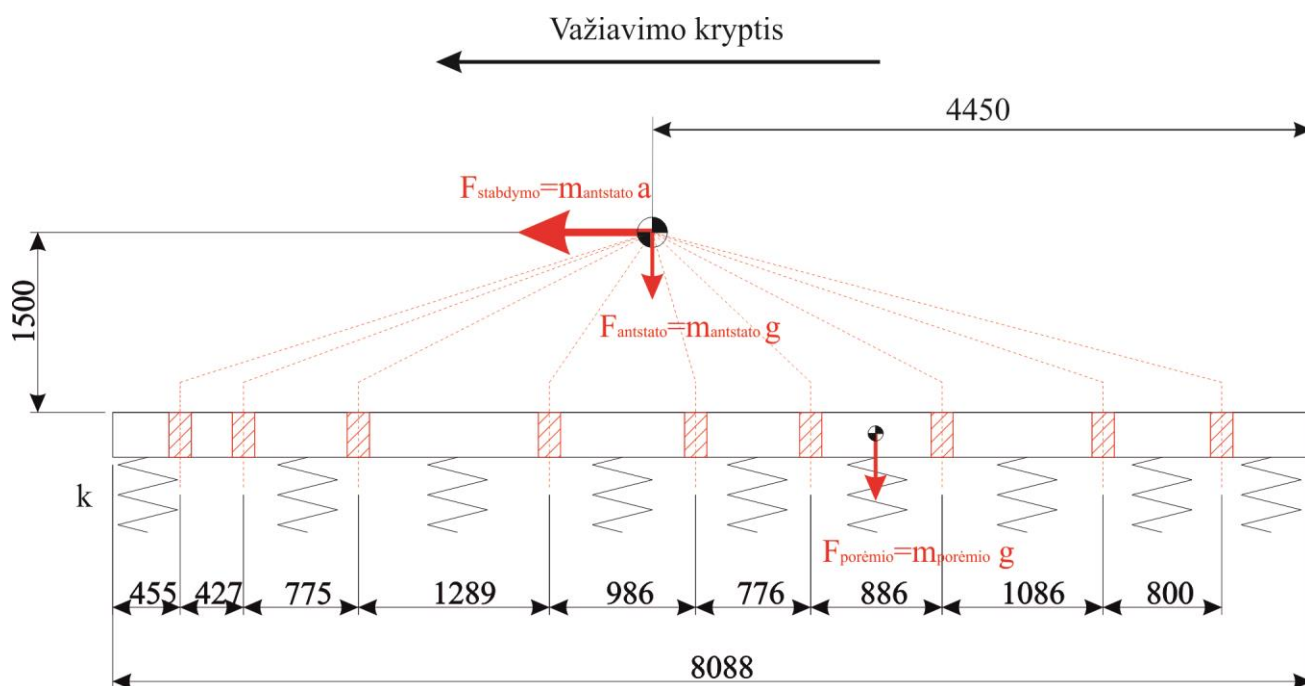
$$F_{stabdymo} = m_{bendra} \cdot a_{stabdymo} = 11500\text{kg} \cdot 6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 69000\text{N}. \quad (26)$$

Įvertinę dinaminės apkrovos koeficientą $k_{dyn} = 2,5$, gauname:

$$F_{stabdymo_dyn} = F_{stabdymo} \cdot k_{dyn} = 69000\text{N} \cdot 2,5 = 172500\text{N}. \quad (27)$$

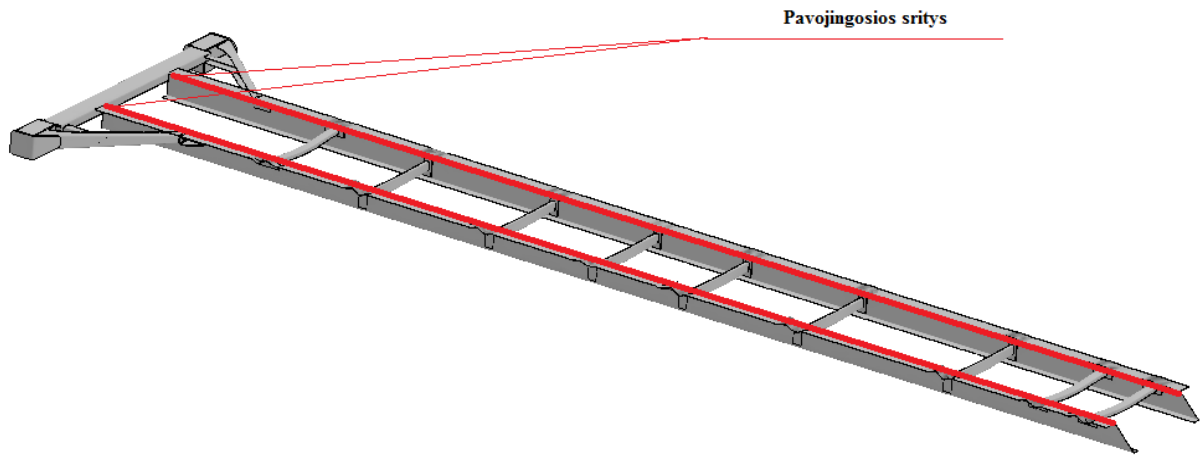
Kadangi stabdymo metu porėmį veiks didesnė apkrova, negu įsibėgėjimo atveju ($172\,500\text{ N} > 28\,750\text{ N}$), todėl nagrinėsime tik sunkvežimio staigaus stabdyimo procesą.

Skaičiuojamoji schema sunkvežimio staigaus stabdyimo atvejui vaizduojama 23 pav.



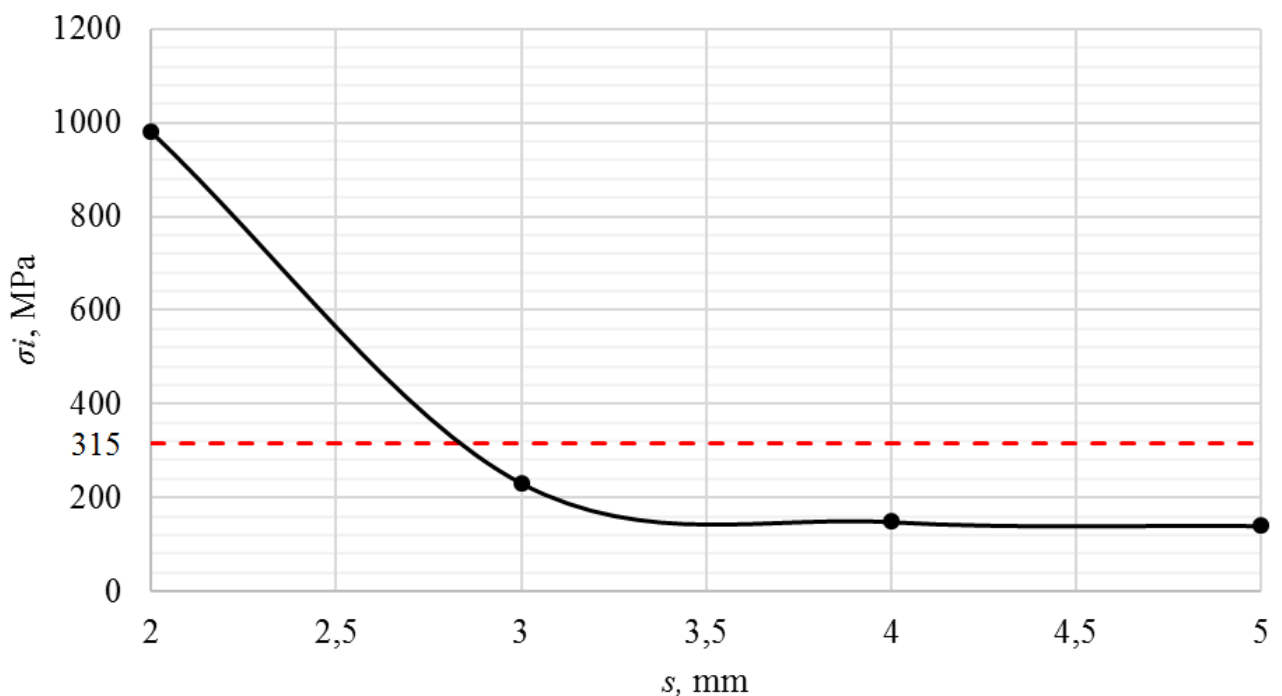
23 pav. Skaičiuojamoji schema, skirta porėmio įtempiams, kylantiems dėl stabdančio sunkvežimio, tirti

Atlikę skaičiavimus nustatėme, jog pavojingosios sritys stebimos ties porėmio išilginių sijų bei skersinių viršutinio lenkimo sritimis, bei padidėję įtempiai ties porėmio prie antstato tvirtinimo konsolių sąlyčio su porėmio išilginėmis sijomis vietomis. Taip pat, stebimos padidėjusios porėmio skersinių deformacijos (išlinkimai). Minėtos vietos nurodomos 24 pav.:



24 pav. Pavojingosios porėmio sritys, kai sunkvežimis staigiai stabdo

25 pav. vaizduoja, kaip įtempimų intensyvumas σ_i pavojingoje porėmio srityje priklauso nuo porėmio skersinių ir išilginių sienelių storio. Kaip matome, porėmis, turintis 2 mm storio išilgines sijas bei skersinius, neatlaiko antstato keliamos apkrovos staigaus stabdymo metu. Pagal 25 pav. galime teigti, jog porėmio pavojingoje srityje įtempiai σ_i neviršija plieno S355J2G3 takumo ribos, kai porėmio išilginių sijų bei skersinių sienelių storis yra didesnis už $\approx 2,7$ mm. Esant porėmio išilginės sijos bei skersinių sienelių storiui daugiau nei 3,5 mm, tolimesnis sienelių storio didinimas intervale nuo 3,5 mm iki 5 mm reikšmingesnės įtakos porėmio stiprumui neturės.



25 pav. Didžiausio įtempimų intensyvumo σ_i priklausomybė nuo sienelės storio, veikiant apkrovai nuo antstato, kai sunkvežimis staigiai stabdo

4.2. Porėmio stiprumas, sunkvežimiui darant staigų posūkį

Iš tipinių sunkvežimio judėjimo atvejų, paminėtų 2 skyriuje, posūkio atlikimas yra viena iš dažniausiai pasitaikanti judėjimo rūšis. Atliekant posūkį, antstato sukuria papildomą išcentrinę jėgą, kuri veikia porėmį. Išcentrinė jėga nustatoma pagal formulę:

$$F_{i\acute{s}c} = \frac{m_{bendra} \cdot v_{jud.}^2}{R_{pos.}}; \quad (28)$$

čia:

m_{bendra} – bendroji antstato masė (tuščio antstato masė + krovinio masė + šaldymo agregato masė), kg;

v_{jud} – sunkvežimio, atliekančio posūkį, greitis, m/s;

R_{pos} – posūkio spindulys, m.

Pagal 2.3. skyriuje pateiktus tyrimo rezultatus apskaičiuojame, kokia antstato išcentrinė jėga veikia porėmį, sunkvežimiui atliekant staigų posūkį.

Šiuo atveju, skaičiuojamoji sunkvežimio masė įtakos neturi, todėl ją numatome lygią $m=27690$ kg [3]. Pagal šią formulę perskaičiuojame išcentrinę jėgą. Skaičiavimo rezultatai aprašyti 10 lentelėje.

10 lentelė. Tyrimo metu nustatytų sunkvežimio kritinių greičių perskaičiavimas į išcentrinę jėgą [5]

	Automobilio masės centro trajektorijos posūkyje spindulys R, m					
	15	20	25	30	35	40
Kritinis greitis, m/s	9,2	10,83	12	13,1	14,2	15,3
Išcentrinė jėga, N	156 245,4	162 386,5	159 494,4	158 396,0	159 526,0	162 048,8

Iš 5 lentelės matome, jog didžiausia išcentrinė jėga veikia, kai automobilio greitis lygus $v=10,83$ m/s, o atliekamo posūkio spindulys $R=20$ m, todėl šiuos duomenis naudosime tolimesniuose skaičiavimuose.

Bendroji masė, kaip ir išibėgėjimo bei stabdymo atveju, bus lygi $m_{bendra} = 11\,500$ kg.

Pagal 2.3 skyriuje pateiktus duomenis, sunkvežimio greitį bei posūkio spindulį nurodome, kaip:

$$v_{jud} = 47\text{km/h} = 12\text{m/s}; \quad (29)$$

$$R_{pos} = 20\text{m}. \quad (30)$$

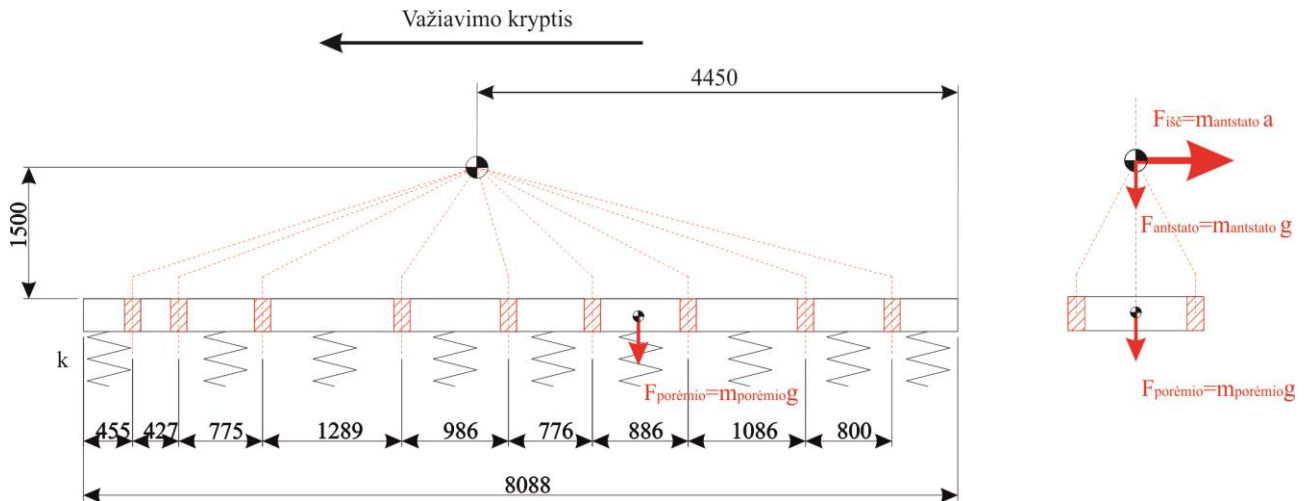
Todėl

$$F_{isc} = \frac{m_{bendra} \cdot v_{jud.}^2}{R_{pos.}} = \frac{11500 \text{ kg} \cdot 12^2}{20} = 82800 \text{ N} \quad (31)$$

Įvertinę dinaminės apkrovos koeficientą $k_{dyn} = 2,5$, gauname:

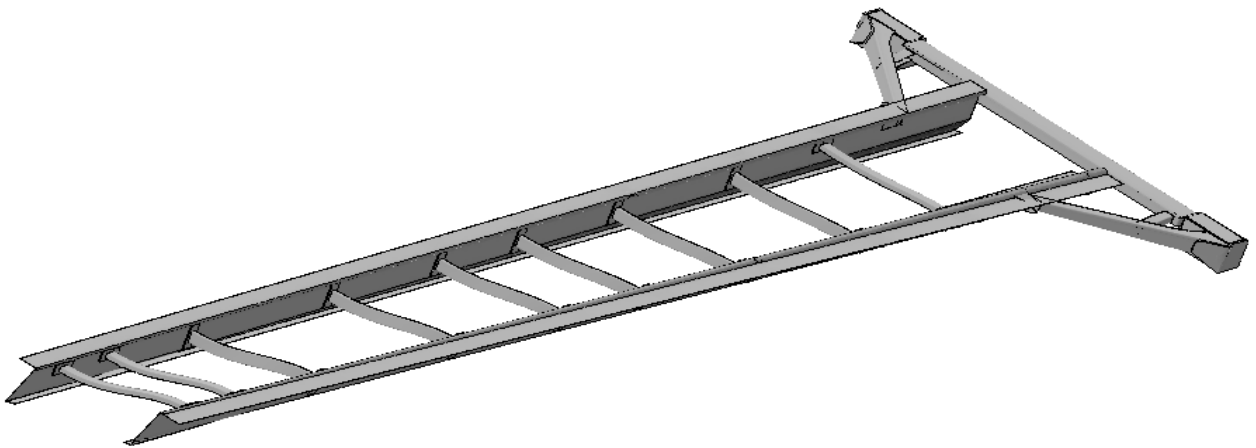
$$F_{isc_dyn} = F_{isc} \cdot k_{dyn} = 82800 \text{ N} \cdot 2,5 = 207000 \text{ N} \quad (32)$$

Skaičiuojamoji schema sunkvežimio staigaus posūkio atvejui vaizduojama 26 pav.



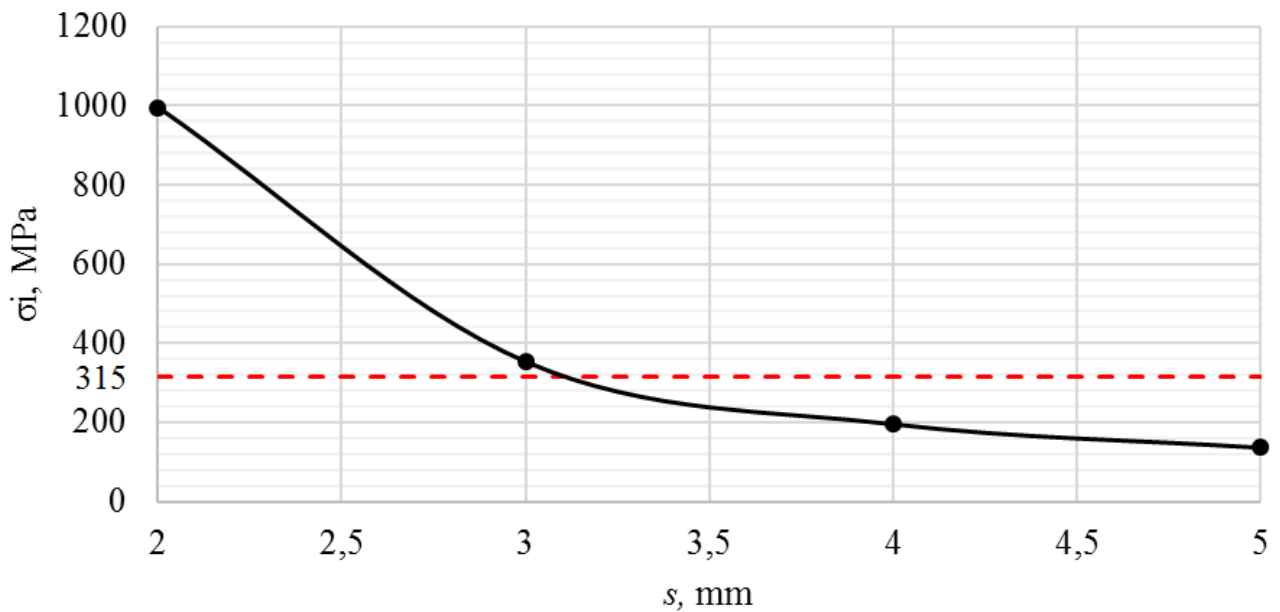
26 pav. Skaičiuojamoji schema staigaus posūkio atveju

Atlikę skaičiavimus nustatėme, jog sunkvežimio staigaus posūkio atveju labiausiai apkrautos porėmio vietos yra ties išilginiu sijų viršutinių bei apatinių lenkimų zonomis, taip pat, ties skersinių profilių bei jų jungiamųjų plokštelių suvirinimo vietomis. Stebimas porėmio persisukimas pagal važiavimo krypties ašį, kurį sukelia antstato perduodama apkrova galinei traversai. Porėmio deformacijos bei pavojingosios sritys vaizduojamos 27 pav.



27 pav. Staigiai sukančio sunkvežimio porėmio deformacijos bei pavojingosios sritys

Įvertinę gautus rezultatus galime teigti, jog iš 2 mm sienelės storio išilginių sijų bei skersinių pagamintas porėmis vėl neatlaiko jį veikiančių apkrovų. Tik ~3,2 mm storio išilgines sijas bei skersinius turinčiame porėmyje kylantys įtempiai neviršytų plieno S355J2G3 takumo ribos. Šio skaičiavimo rezultatai nurodomi 28 pav. vaizduojamame grafike.

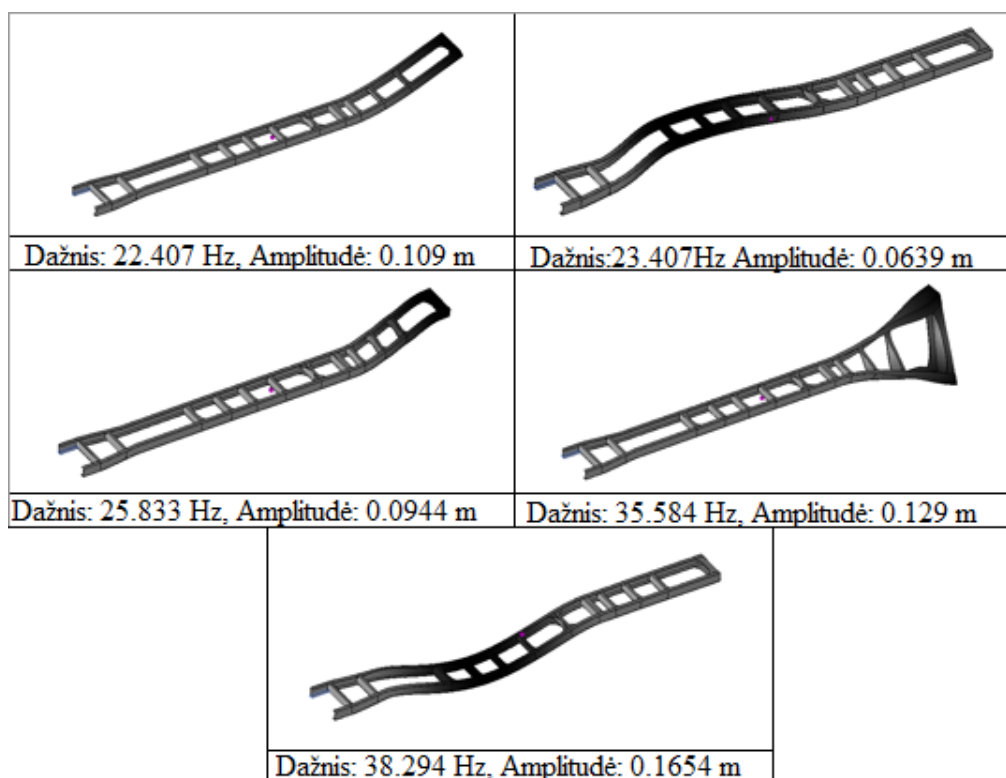


28 pav. Didžiausio įtempimų intensyvumo σ_i priklausomybė nuo sienelės storio, veikiant tik statinei apkrovai nuo antstato, kai sunkvežimiu atlieka staigų posūkį

4.3. Sunkvežimio rėmo atsitiktinio priverstinio žadinimo įtaka porėmio stiprumui

Paskutinis žingsnis, siekiant ištirti porėmio stiprumą būtų nustatyti, kokie įtempiai porėmyje kyla nuo sunkvežimio rėmo keliamo atsitiktinio priverstinio žadinimo, ir kaip šie įtempiai kinta keičiamtis porėmio išilginių sijų bei skersinių sienelės storiui.

Tam naudosime programinio paketo SolidWorks Simulation papildinį Random Dynamic Simulation. Iš 2.4 poskyrio turime rėmo virpesių vertę, kintančią nuo 12,68 iki 61,64 Hz. Norėdami sukonkretinti virpesių dažnį, pagal 3.2 skyriuje pateiktus duomenis nubraižome sunkvežimio MAN rėmą, pažymyme ašių tvirtinimo vietas, pagrindines apkrovas nuo didžiausių sunkvežimio bei antstato sudedamųjų komponentų (vertės, kaip ir porėmio tyrimo metu, įvertinant atsargos koeficientą, padidintos 2,5 karto), bei su Solidworks Frequency nustatome šio rėmo rezonansinius dažnius, bei atitinkamas amplitudžių vertes:



29 pav. Sunkvežimio rėmo rezonansiniai virpesių dažniai

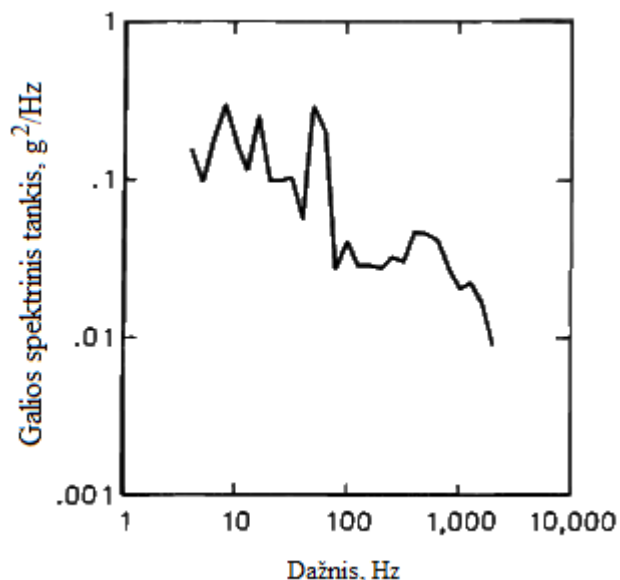
Iš 29 pav. matome, jog didžiausia amplitudė kyla, kai automobilio rėmo virpesių dažnis lygus 38,294 Hz, todėl tolimesniame skaičiavime naudosime šią vertę.

Modeliuojant atsitiktinius virpesius žadinimas paprastai nurodomas kaip PSD funkcija. PSD (*Power Spectral Density*) – galios spektrinis tankis, t. y. funkcija, nurodanti prie kurių žadinimo dažnių energijos pokyčiai yra stiprūs, o prie kurių – silpni [16].

Paprastai PSD aprašomas naudojant Furje eilutes [17], tačiau šiuo atveju jau yra atlikti tyrimai, kuriuose sudaryti PSD funkcijos verčių grafikai atskiriems sunkvežimio komponentams.

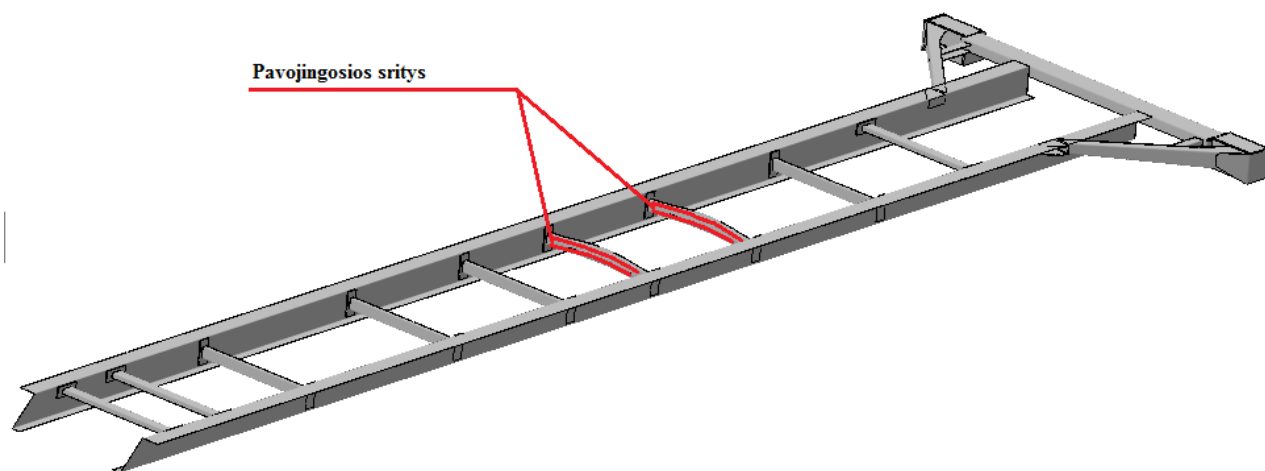
30 pav. vaizduojamas PSD funkcijos grafikas [18], aprašantis sunkvežimio rėmą. Naudojantis juo nustatome, jog PSD vertė, kai sunkvežimio rėmo virpesių dažnis yra ~38 Hz, lygi

$$\sim 0,1 \frac{\text{g}^2}{\text{Hz}}$$



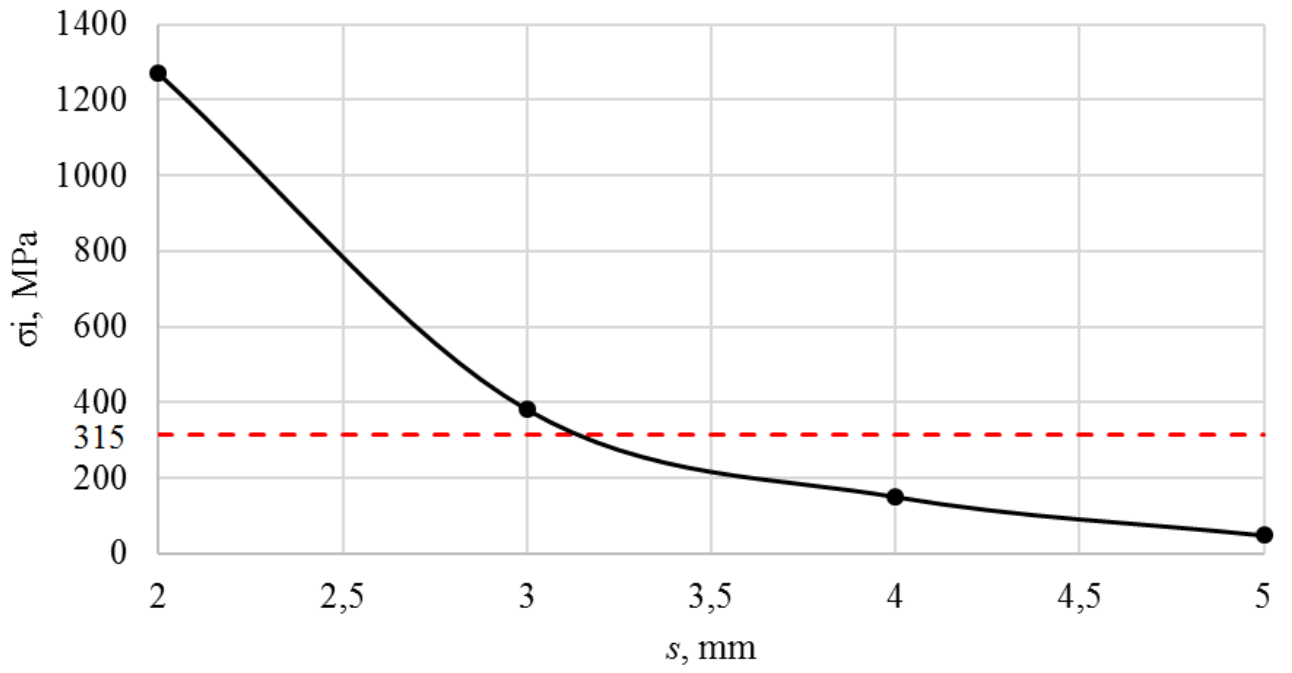
30 pav. Grafikas, skirtas nustatyti PSD vertę [18]

Su nurodytomis reikšmėmis atlikę simuliaciją nustatome, jog rėmo atsitiktinio priverstinio žadinimo atveju, pavojingosios sritys koncentruojasi ties porėmio masės centru, arčiausiai esančių skersinių viršutinio ir apatinio lenkimo zonose. Tai atvaizduoja 31 pav.



31 pav. Porėmio, veikiamo rėmo atsitiktinio priverstinio žadinimo, veikiamos sritys

Kaip ir anksčiau tirtais atvejais, porėmis, turintis 2 mm sienelių storio išilgines sijas bei skersinius, neatlaiko rėmo atsitiktinio priverstinio žadinimo keliamų apkrovų. Minimalus išilginių sijų bei skersinių sienelių storis, kuriam esant, porėmyje kylantys įtempiai neviršija plieno S355J2G3 takumo ribos, lygus ~3,2 mm. Visi skaičiavimo rezultatai vaizduojami 32 pav., rezultatu tikimybė yra 68,27 %. [20].



32 pav. Didžiausio įtempimų intensyvumo σ_i priklausomybė nuo sienelės storio, kai porėmį veikia sunkvežimio rėmo atsitiktinis priverstinis žadinimas

5. Išvados

1. Nustatyta, jog sunkvežimio rėmo, ant kurio montuojamas porėmis, įtaka porėmyje kylantiems įtempiams priklauso nuo paties porėmio išilginių sijų bei skersinių sienelių storio: kuo storesnės minėtų porėmio komponentų sienelės, tuo mažesnė sunkvežimio rėmo standumo įtaka porėmio stiprumui.
2. Iširta, jog porėmio išilginių sijų lentynų lenkimo zonos praktiškai visada pasireiškė kaip pavojingos sritys. Ši tendencija nebuvo stebima vieninteliu atveju: tiriant porėmio įtempius, kylančius dėl rėmo priverstinio žadinimo.
3. Tiriant porėmio įtempius, kylančius dėl staigų posūkį darančio sunkvežimio buvo nustatyta, jog pavojingosios sritys pasireiškė ne tik lenkimų zonose, tačiau ir porėmio skersinių profilių bei jungimo plokštelių sujungimo vietose.
4. Tyrimo metu nustatyta, jog nei vienu tirtu atveju, pagaminus porėmio elementus iš plieno S355J2G3, porėmyje kylantys įtempiai neviršytų šio plieno takumo ribos, kai apkrova padidinama 2,5 karto lyginant su apskaičiuota, jei porėmio skersiniai bei išilginės sijos turėtų sienelės stori $s = 4\text{mm}$.
5. Norint gaminti porėmį iš komponentų, turinčių mažesnę sienelės storį, nei 4 mm, reikia konstrukciškai papildomai stiprinti juos ties išilginių sijų lenkimo sritimis, taip pat, stiprinti skersinių konstrukciją.

6. Literatūra

1. MAN Nutzfahrzeuge AG. TRUCKNOLOGY GENERATION A (TGA). Munchen, (2007), p.127-156.
2. **Woodrow, M., Poplin, P.E.** Acceleration of heavy trucks // W Poplin Engineering LLC.
3. Mercedes Benz Actros technical data. Prieiga per internetą: < <http://www.tht.cz/en/airfield-crash-fire-tenders/kha32-mercedes-benz-actros-3355a-45> > [žiūrėta 2017-05-21].
4. **Fawzi P., B, Cornetto, A.D., Dunn, A., Sauer, E,** Brake Timing Measurements for a Tractor-Semitrailer Under Emergency Braking // SEA Limited, (2009).
5. **Verbiejus M., Tautkus A.** Krovininio automobilio stabilumo posūkyje tyrimas // Studentų mokslinių darbų konferencija „Technologijos mokslai šiandien ir rytoj – 2012“. – Panevėžys: Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas, (2012), 51-56 p.
6. **Hai-fei W., Kun-kun, J., Zi-peng, G.** Random vibration analysis for the chassis frame of hydraulic truck based on ANSYS // Journal of Chemical and Pharmaceutical Research. ISSN : 0975-7384, 849-852 p.
7. **Han Fui, T., Rahman, R.A.** Statics and dynamics structural analysis of a 4.5 ton truck chassis// Jurnal Mekanikal. December (2007), No.24, 56-67 p.
8. **Kachave, S. D., Patil, H.B.** Effects of web and flange thickness on bending stiffness of chassis// International Journal Of Advance Research In Science And Engineering IJARSE, Vol. No.2, Issue No.7, July, ,(2013), 53-61 p.
9. **Sičiūnas, D.** Krovininio kėbulo prie porėmio tvirtinimo elementų stiprumo tyrimas // Studentų mokslinių darbų konferencija „Technologijų ir verslo aktualijos – 2015“. – Panevėžys: Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas, (2012), 156-163 p.
10. Расчетные схемы для балок. Prieiga per internetą: < <http://doctorlom.com/item173.html> > [žiūrėta 2017-04-20].
11. S500MC / 1.0984 Steel - equivalent, chemical composition, properties. Prieiga per internetą: < http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=209 > [žiūrėta 2017-04-20].
12. Supra 850 - Carrier. Prieiga per internetą: <<http://www.carrier.com/truck-trailer/en/eu/products/eu-truck-trailer/truck/supra-850/>> [žiūrėta 2017-04-20].
13. Factors of safety. Prieiga per internetą: < http://www.engineeringtoolbox.com/factors-safety-fos-d_1624.html > [žiūrėta 2017-01-17].
14. Trailer design safety factor. Prieiga per internetą: < <http://www.tractorbynet.com/forums/trailers-transportation/85648-trailer-design-safety-factor.html> > [žiūrėta 2017-01-17].

15. **Mehdi, M., Davoodabadi, I., Višnjič, V., Afkar, A.** Stress and dynamic analysis of optimized trailer chassis// Technical Gazette 21, 3(2014), 599-608 p.
16. Power spectral density. Prieiga per internetą: < https://en.wikipedia.org/wiki/Spectral_density> [žiūrėta 2017-05-21].
17. **Maskevičius, M., Vaičiulis, D.** Automobilio AUDI 80 virpesių, kylančių dėl kelio nelygumų, tyrimas // Studentų mokslinių darbų konferencija „Technologijų ir verslo aktualijos – 2015“. – Panevėžys: Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas, (2012), 206-211 p.
18. **Gagliardi, J. C., Utt, W.K.** Vibration Environmental Testing for Large Haulage Trucks// United States Department Of The Interior – Bureau Of Mines, (1993)
19. S355 steel properties. Prieiga per internetą: < <http://www.meadinfo.org/2015/08/s355-steel-properties.html> > [žiūrėta 2017-01-10].
20. **Van Baren, J.** What is random vibration testing?// Sound&Vibration – Michigan, (2012), 9-12 p.

PUBLIKACIJOS DARBO TEMATIKA

1. **Riuminas, A., Vaičiulis, D.** Sunkiasvorių transporto priemonių porėmio stiprumo tyrimas // Studentų mokslinių darbų konferencija „Technologijų ir verslo aktualijos – 2017“. – Panevėžys: Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas, (2017)