

Kauno technologijos universitetas
Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas

Sunkvežimio keltuvo specialaus laikiklio stipruminis tyrimas ir optimizavimas

Baigiamasis magistro studijų projektas

Raminta Bučaitė
Projekto autorė

Doc. Arūnas Tautkus
Vadovas

Panevėžys, 2020



Kauno technologijos universitetas
Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas

Sunkvežimio keltuvo specialaus laikiklio stipruminis tyrimas ir optimizavimas

Baigiamasis magistro studijų projektas
Transporto priemonių inžinerija (6211EX021)

Raminta Bučaitė

Projekto autorė

Doc. Arūnas Tautkus

Vadovas

Recenzentas / Recenzentė

Panevėžys, 2020



Kauno technologijos universitetas

Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas

Raminta Bučaitė

Sunkvežimio keltuvo specialaus laikiklio stipruminis tyrimas ir optimizavimas

Akademinio sąžiningumo deklaracija

Patvirtinu, kad mano, Ramintos Bučaitės, baigiamasis projektas tema „Sunkvežimio keltuvo specialaus laikiklio stipruminis tyrimas ir optimizavimas“ 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
Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas

TVIRTINU
TVKC vadovė
Doc. dr. Nida Kvedaraitė

Baigiamojo magistro projekto užduotis

Diplomantui **Ramintai Bučaitėi**

| | |
|--|---|
| Baigiamojo projekto tema (lietuvių kalba) | Sunkvežimio keltuvo specialaus laikiklio stipruminis tyrimas ir optimizavimas |
| Baigiamojo projekto tema (anglų kalba) | Strength Research and Optimization of Special Holder for a Truck Lift |

Patvirtinta 2020 m. balandžio 6 d. dekanų potvarkiu Nr. V25-13-7-1

Parengto baigiamojo projekto įkėlimo į Lietuvos akademinės elektroninės bibliotekos informacinės sistemos (eLABa) talpyklą ir Moodle aplinką terminas iki 2020 m. birželio 1 d.

Duomenys, reikalavimai ir sąlygos baigiamajam projektui

Atlikti sunkvežimio keltuvo konstrukcinių elementų tyrimus, kai maksimali keltuvo keliamoji galia 2500 kg.

Baigiamojo projekto užduotys / uždaviniai, kurie turi būti atskleisti projekte

1. Atlikti sunkvežimių važiuoklių ir prie jų tvirtinamų keltuvų konstrukcijų analizę.
2. Parinkti metodus sunkvežimio keltuvo konstrukcinių elementų stiprumui patikrinti.
3. Parinkti metodus sunkvežimio keltuvo konstrukcinių elementų matmenų ir konstrukcijos optimizavimui.
4. Atlikti laikiklio skirtą sujungti kėlimo mechanizmą su važiuokle stipruminius skaičiavimus.
5. Optimizuoti laikiklį – minimizuojant masę ir užtikrinant laikiklio pakankamą stiprumą.

Vadovas doc. Arūnas Tautkus
(vadovo pareigos, vardas, pavardė)

Užduotį gavau Raminta Bučaitė
(studento vardas, pavardė)

2020 m. balandžio 30 d.

Bučaitė, Raminta. Sunkvežimio keltuvo specialaus laikiklio stipruminis tyrimas ir optimizavimas. Magistro studijų baigiamasis projektas / vadovas doc. Arūnas Tautkus; Kauno technologijos universitetas, Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas.

Studijų kryptis ir sritis (studijų kryptių grupė): transporto inžinerija, technologijos mokslai, (inžinerijos mokslai).

Reikšminiai žodžiai: Sunkvežimis, važiuoklė, stiprumas, laikiklis, optimizavimas.

Panevėžys, 2020. 61 p.

Santrauka

Šiame darbe atliekami laikiklio, skirto sujungti važiuoklę su hidrauliniu keltuvu, stipruminiai skaičiavimai bei optimizavimas. Tyrimą sudaro keturios dalys, kuriose pateikti stipruminių skaičiavimų bei optimizavimo žingsniai.

Pirmoje dalyje nustatoma krovinio pridėjimo vietos įtaka kėlimo mechanizmo rėmo reakcijoms. Kuo jėga pridedama toliau nuo platformos leistinos zonos pradžios centro, tuo labiau didėja reakcijos veikiančios šarnyruose.

Antroje dalyje randamos didžiausios reakcijos ir pavojingiausi laiko momentai. Nustatomas trijų šarnyrų reakcijų kitimas, kai keltuvas kelia didžiausią galimą apkrovą, o ji yra pridėta pavojingiausioje vietoje. Šios reakcijos tiriamos tuo metu, kai keltuvas kelia platformą nuo žemiausios padėties (žemės) iki aukščiausios padėties. Ištirta, jog didžiausios reakcijos kyla 0s (pradedant kelti), 3,6 s ; 5,52 s ir 10 s. Laikome, kad platforma iš žemiausios padėties pasikels į aukščiausią per 10 s.

Trečioje dalyje tiriamas keltuvo laikiklio stiprumas ir atliktas jo topologijos (prie laikiklio buvo pridėti arba pašalinami papildomi elementai) ir geometrijos optimizavimas. Laikiklio stiprumas tirtas naudojant baigtinių elementų metodą. Optimizuojant buvo taikomas skanavimo metodas. Tikslu funkcija minimizuoti laikiklio svorį. Optimizavimo apribojimai : įtempiai pagal vonMiseso kriterijų neviršijo 254 MPa, o kontaktiniai įtempiai – 1016 MPa. Optimizavimo kintamieji, be topologinių elementų, lakšto storis, vidinis lenkimo spindulys, lengvinimo skylių skersmenys ir kt. Galutinio laikiklio masė nuo pirminio varianto sumažėjo 20 %.

Bučaitė, Raminta. Strength Research and Optimization of Special Holder for a Truck Lift. Master's Final Degree Project / supervisor doc. Arūnas Tautkus; Panevėžys Faculty of Technologies and Business, Kaunas University of Technology.

Study field and area (study field group): Transport Engineering, Technology Sciences, (Engineering Sciences).

Keywords: Truck, chassis, strength, holder, optimization.

Panevėžys, 2020. 61 pages.

Summary

In this paperwork the strength calculation and optimization of special holder which is used to connect chassis with hydraulic lift is performed. The research consists of four parts, where the strength calculations and optimizations are provided.

In the first part of this work the impact place of loading influence to lifting mechanism underframe is determined. As much as power is put away from the platform zone center, the reactions in the hinges are growing.

In the second part the largest reactions and most dangerous moments of time are found. Changes of three hinges reactions are determined, when tail lift is lifting the biggest load and it is in the most dangerous place. These reactions are investigating when tail lift is lifting platform from the lowest point (ground) to highest position. Investigated that the maximum reaction comes 0s (starting elevation), 3,6 s ; 5,52 s and 10 s. Considering that platform from the lowest point will be held to the highest in 10 s.

In the third part the strength of tail lift special holder is investigating. Also, the topology (there are added or removed additional elements near the retainer) and geometry optimization is done. The strength of special holder was investigated using the method of finite element. During the optimization, the method of scanning was used. The function of objective is to minimize the weight of holder. Restrictions of optimization: tensions according to von Mises criterion did not exceed 254 MPa, contact tensions – 1016 MPa. Variables of optimization without topological elements are sheet thickness, internal bending radius, relief hole diameters and other. The mass of final holder in compare to the first option decreased 20 %.

Turinys

| | |
|---|----|
| Paveikslų sąrašas | 8 |
| Įvadas..... | 11 |
| 1. Literatūros apžvalga | 12 |
| 1.1. Važiuklių tipai | 12 |
| 1.2. Keltuvų paskirtis ir tipai | 13 |
| 1.3. Kitų gamintojų alternatyvos | 15 |
| 1.4. Reikalavimai keltuvų eksploatacijai..... | 16 |
| 1.4.1. CE sertifikatas | 16 |
| 1.4.2. Reikalavimai galinei apsaugai..... | 16 |
| 1.5. Metodai, naudojami stiprumo tyrimams ir optimizavimui..... | 17 |
| 2. Tyrimų metodika ir rezultatai..... | 20 |
| 2.1. Baigtinių elementų metodas | 20 |
| 2.1.1. Baigtinių elementų tipai „SolidWorks Simulation“ programoje..... | 20 |
| 2.2. Krovinio pridėjimo vietos įtaka, kėlimo mechanizmo rėmo reakcijoms | 21 |
| 2.3. Didžiausių reakcijų ir pavojingiausių laiko momentų nustatymas..... | 22 |
| 2.4. Stipruminiai skaičiavimai ir optimizavimas..... | 25 |
| 2.4.1. Keltuvo rėmo ir plokštės įtvirtinimai ir jėgos..... | 28 |
| 2.4.2. Keltuvo laikiklio įtvirtinimai..... | 29 |
| 2.4.3. Kontaktai | 30 |
| 2.4.4. Laikiklio optimizavimas 0-ę sekundę..... | 30 |
| 2.4.5. Laikiklio optimizavimas 3,6 sekundę..... | 41 |
| 2.4.6. Laikiklio optimizavimas 5,52 sekundę..... | 45 |
| 2.4.7. Laikiklio optimizavimas 10-ą sekundę..... | 51 |
| 2.4.8. Patikrinamieji skaičiavimai | 57 |
| Išvados..... | 59 |
| Literatūros sąrašas | 60 |

Paveikslų sąrašas

| | |
|--|----|
| 1.1 pav. Puspriekabė su dvejomis ašimis [1] | 12 |
| 1.2 pav. Puspriekabė su trimis ašimis [1]..... | 12 |
| 1.3 pav. Važiuoklė | 13 |
| 1.4 pav. Keltuvas su standartine platforma [2] | 13 |
| 1.5 pav. Keltuvas su standartine platforma [2] | 14 |
| 1.6 pav. „Baer“ keltuvo tvirtinimas – 1.Tvirtinimo sija, 2.Tvirtinimo plokštės | 15 |
| 1.7 pav. „Dhollandia“ keltuvo tvirtinimas – 1.Tvirtinimo sija, 2.Tvirtinimo plokštės | 15 |
| 1.8 pav. Reikalavimai keltuvo galinei apsaugai..... | 16 |
| 1.9 pav. Pirminis gaminy, prieš optimizavimą [5] | 17 |
| 1.10 pav. Optimizuotas rėmas, su matomais paviršiaus pakitimais (išpjovomis) [5]..... | 18 |
| 1.11 pav. Medžiagos stiprumo kitimas, keičiantis užpildymo procentui [8] | 18 |
| 1.12 pav. Pradinis rėmo variantas [11] | 19 |
| 1.13 pav. Optimizuotas rėmo variantas, kur matoma, jog sijos yra vietomis išlengvintos, vietomis pastiprintos [11]..... | 19 |
| 2.1 pav. Tetraedro pavidalo baigtiniai elementai, naudojami „Solidworks Simulation“: a – tiesinis; b – parabolinis | 20 |
| 2.2 pav. Keltuvo dalys..... | 21 |
| 2.3 pav. Skaičiavimo schema | 22 |
| 2.4 pav. Reakcijų kitimas, keičiantis krovinio pridėjimo vietai..... | 22 |
| 2.5 pav. Platformos vertikalaus judėjimo pagreičio kitimas kėlimo metu..... | 23 |
| 2.6 pav. Reakcijos veikiančios svirtį, keliant krovinį | 24 |
| 2.7 pav. Reakcijos veikiančios uždarymo cilindrą, keliant krovinį | 24 |
| 2.8 pav. Reakcijos veikiančios kėlimo cilindrą, keliant krovinį | 24 |
| 2.9 pav. Keltuvo padėty..... | 25 |
| 2.10 pav. Pradinis laikiklio modelis..... | 26 |
| 2.11 pav. Pavyzdinis laikiklis, kurio pagrindu paremta naujo laikiklio konstrukcija | 27 |
| 2.12 pav. Gamintojo nurodytos kiaurymės ant keltuvo plokščių..... | 27 |
| 2.13 pav. Įtvirtinimai..... | 28 |
| 2.14 pav. Savojo svorio pridėjimo vieta..... | 28 |
| 2.15 pav. Reakcijų veikiančių svirtį ir cilindrų pridėjimo vietos | 29 |
| 2.16 pav. Tvirtinimo pavyzdys..... | 29 |
| 2.17 pav. Laikiklio įtvirtinimo vieta | 30 |
| 2.18 pav. Keltuvo plokštės ir laikiklio sujungimo vietos..... | 30 |
| 2.19 pav. Įtempimų pasiskirstymas prieš laikiklio optimizavimą 0 s | 31 |
| 2.20 pav. Laikiklio dalys | 31 |
| 2.21 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 1 žingsnį | 32 |
| 2.22 pav. Antro žingsnio pakeitimai | 32 |
| 2.23 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 2 žingsnį | 32 |
| 2.24 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 3 žingsnį | 33 |
| 2.25 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 4 žingsnį | 34 |
| 2.26 pav. Laikiklis su standumo briaunomis 60x60x20..... | 34 |
| 2.27 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje pridėjus standumo briaunas 60x60x20..... | 34 |
| 2.28 pav. Laikiklis su standumo briaunomis vertikaliame paviršiuje..... | 35 |

| | | |
|------------------|---|----|
| 2.29 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje pridėjus standumo briaunas vertikaliai paviršiui ... | 35 |
| 2.30 pav. | Laikiklis su standumo briaunomis..... | 35 |
| 2.31 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje pridėjus standumo briaunas..... | 36 |
| 2.32 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 5 žingsnį | 36 |
| 2.33 pav. | Laikiklis su išpjovomis standumo briaunose | 37 |
| 2.34 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 6 žingsnį | 37 |
| 2.35 pav. | Laikiklis su išpjovomis vertikaliame paviršiuje..... | 38 |
| 2.36 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 7 žingsnį | 38 |
| 2.37 pav. | Laikiklis su išpjova horizontaliame paviršiuje..... | 39 |
| 2.38 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 8 žingsnį | 39 |
| 2.39 pav. | Laikiklio vertikalaus paviršiaus sutrumpinimas..... | 40 |
| 2.40 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 9 žingsnį | 40 |
| 2.41 pav. | Laikiklis su užapvalintais kampais..... | 41 |
| 2.42 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 10 žingsnį | 41 |
| 2.43 pav. | Įtempimų pasiskirstymas prieš laikiklio optimizavimą 3,6 s | 41 |
| 2.44 pav. | Pašalinti komponentai | 42 |
| 2.45 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 1 žingsnį | 42 |
| 2.46 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 2 žingsnį | 42 |
| 2.47 pav. | Laikiklis su standumo briaunomis..... | 43 |
| 2.48 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 3 žingsnį | 43 |
| 2.49 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 4 žingsnį | 43 |
| 2.50 pav. | Laikiklis su išlengvinimo kiaurymėmis | 44 |
| 2.51 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 5 žingsnį | 44 |
| 2.52 pav. | Pakeitimai atlikti 6 žingsnyje | 45 |
| 2.53 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 6 žingsnį | 45 |
| 2.54 pav. | Įtempimų pasiskirstymas prieš laikiklio optimizavimą 5,52 s | 45 |
| 2.55 pav. | Pašalinti komponentai | 46 |
| 2.56 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 1 žingsnį | 46 |
| 2.57 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 2 žingsnį | 46 |
| 2.58 pav. | Laikiklis su standumo briaunomis..... | 47 |
| 2.59 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 3 žingsnį | 47 |
| 2.60 pav. | Patikrinimas..... | 48 |
| 2.61 pav. | Laikiklis su kiaurymėmis standumo briaunose | 48 |
| 2.62 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 4 žingsnį | 48 |
| 2.63 pav. | Pakeitimai atlikti 5 žingsnyje | 49 |
| 2.64 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 5 žingsnį | 49 |
| 2.65 pav. | Pakeitimai atlikti 6 žingsnyje | 50 |
| 2.66 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 6 žingsnį | 50 |
| 2.67 pav. | Pakeitimai atlikti 7 žingsnyje | 51 |
| 2.68 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 7 žingsnį | 51 |
| 2.69 pav. | Įtempimų pasiskirstymas prieš laikiklio optimizavimą 10 s | 51 |
| 2.70 pav. | Pašalinti komponentai | 52 |
| 2.71 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 1 žingsnį | 52 |
| 2.72 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 2 žingsnį | 53 |
| 2.73 pav. | Laikiklis su standumo briaunomis..... | 53 |
| 2.74 pav. | Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 3 žingsnį | 53 |

| | |
|---|----|
| 2.75 pav. Laikiklis su išpjovomis standumo briaunose | 54 |
| 2.76 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 4 žingsnį | 54 |
| 2.77 pav. Pakeitimai atlikti 5 žingsnyje | 55 |
| 2.78 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 5 žingsnį | 55 |
| 2.79 pav. Laikiklis su užapvalintais kampais..... | 56 |
| 2.80 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 6 žingsnį | 56 |
| 2.81 pav. Įtempių pasiskirstymas laikiklyje :..... | 57 |

Įvadas

Didėjant transporto priemonių paklausai, taip pat didėja ir konkurencija. Gamintojai privalo ieškoti būdų, kaip išlikti lyderiais rinkoje. Vienas pagrindinių kriterijų – platus gaminių spektras. Norint, kad klientas būtų patenkintas, įmonės turi nuolat vystyti ir modifikuoti esamus gaminius, įvertinant konstrukcinius transporto priemonėms keliamus reikalavimus. Krovinių gabenimo pramonėje dažnai yra naudojami pagalbiniai įrenginiai. Vienas iš jų yra kėlimo mechanizmas – keltuvas, kurio paskirtis pakrauti arba iškrauti krovinius iš transporto priemonių. Keltuvo tvirtinimas skirtingų modelių transporto priemonėms kelia daug problemų ir reikalauja pritaikytų konstrukcinių sprendimų. Universalių keltuvų pritaikymui skirtingų modelių sunkvežimiams yra projektuojami specialūs laikikliai. Kadangi važiuoklės yra skirtingų pločių, o keltuvai skirtingų tipų – todėl atsiranda daug galimų keltuvo tvirtinimo prie važiuoklės kombinacijų, kurias įmonė turi išpildyti, jei nori užtikrinti klientui didesnę pasirinkimo galimybę.

Darbo objektas - Specialus laikiklis, jungiantis izoterminio kėbulo keltuvaž su važiuokle.

Darbo tikslas – ištirti specialaus laikiklio, kuris naudojamas įmonėje „Schmitz Cargobull Baltic“ gaminamų važiuoklių sujungimui su galiniu keltuvu, stiprumą ir jį optimizuoti.

Darbo uždaviniai

1. Atlikti sunkvežimių važiuoklių ir prie jų tvirtinamų keltuvų konstrukcijų analizę.
2. Parinkti metodus sunkvežimio keltuvaž konstrukcinių elementų stiprumui patikrinti.
3. Parinkti metodus sunkvežimio keltuvaž konstrukcinių elementų matmenų ir konstrukcijos
4. optimizavimui.
5. Atlikti laikiklio skirto sujungti kėlimo mechanizmą su važiuokle, atlikti stipruminius
6. skaičiavimus.
7. Optimizuoti laikiklį – svarbiausiu kriterijumi laikant stiprumą.

Konferencijose skaityti pranešimai:

Pranešimas tema „Kėlimo mechanizmo sukeliamų jėgų tyrimas“ 5-oje studentų mokslo darbų konferencijoje „Technologijų ir verslo aktualijos 2020“. Panevėžys: Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas, 2020 m. balandžio 24 d.

1. Literatūros apžvalga

1.1. Važiuklių tipai

Kiekviena „Schmitz Cargobull Baltic“ puspriekabė gaminama taikant modulių sistemą. Tai reiškia, kad iš skirtingų komponentų mazgų galima surinkti įvairias važiuoklių ir kėbulų kombinacijas. Tokiu būdu, įmonė gali klientams siūlyti individualius gaminius, pagal jų poreikį.

Įmonėje apie 30 procentų gaminamų gaminių yra izoterminės puspriekabės. Iš kurių 90 procentų yra dviašės (žr. 1.1 pav.) arba triašės (žr. 1.2 pav.).

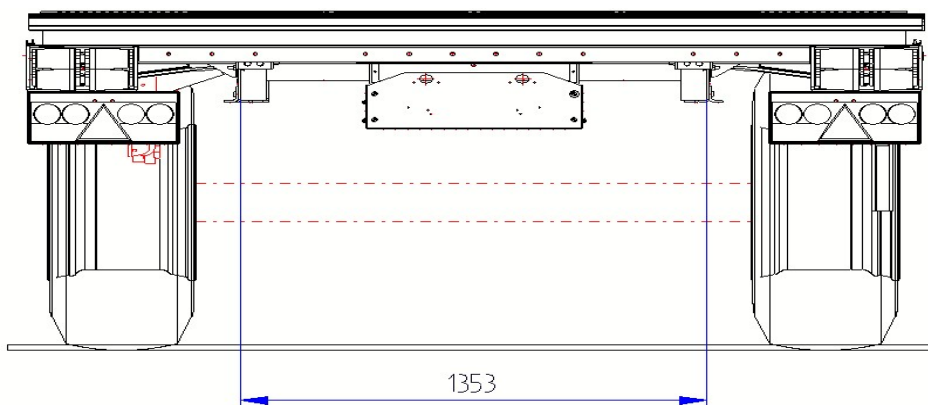


1.1 pav. Puspriekabė su dvejomis ašimis [1]



1.2 pav. Puspriekabė su trimis ašimis [1]

Kadangi keltuvai yra montuojami ant važiuoklės išilginių sijų, todėl svarbiausias rodiklis yra atstumas tarp jų. Dviašių ir triašių puspriekabių atstumas tarp sijų yra 1353 mm (žr. 1.3 pav.).



1.3 pav. Važiuklė

1.2. Keltuvų paskirtis ir tipai

Keltuvai yra įtaisai, kurie yra sumontuojami ant sunkvežimio ar važiuklės, kad būtų palengvintas medžiagų tvarkymas ir pakėlimas. Jais galima reguliuoti iškraunamo ar pakraunamo krovinio aukštį, jei iškrovimo rampos ir sunkvežimio pakrovimo aukščiai skiriasi.

Keltuvų tipų yra nemažai, tačiau pagrindinis naudojamas izoterminiams kėbulams yra – standartinis, su vertikalia platforma. (žr. 1.4 pav.)

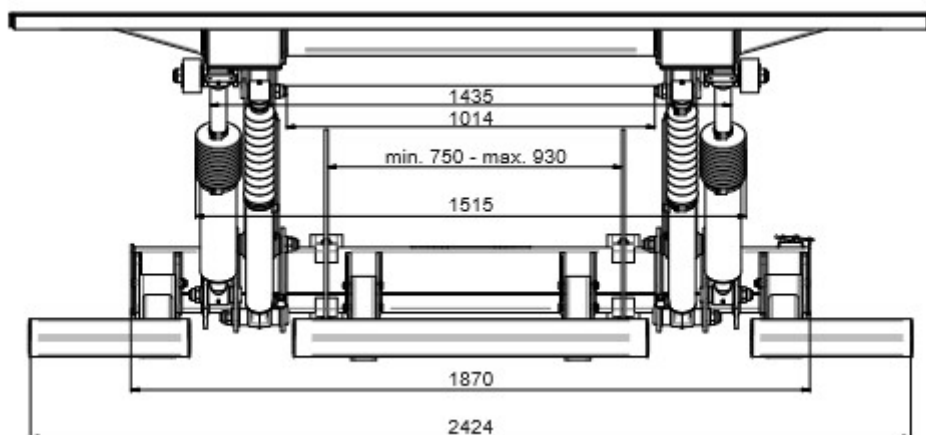


1.4 pav. Keltuvai su standartine platforma [2]

70 procentų izoterminių puspriekabių gaminama su tokio tipo keltuvais, iš kurių 5 proc. yra „Zepro“ prekinio ženklo keltuvai. Nors tai nėra didelis kiekis gaminių, tačiau tai yra svarbu, kadangi didžioji dalis Skandinavijos rinkos renkasi būtent šio tiekėjo įrangą, o norint konkuruoti su kitais gamintojais, įmonė turi gebėti gaminti, kuo platesnį spektrą gaminių.

Pradėjus gaminti izotermines puspriekabas įmonė susidūrė su problema, kadangi keltuvų tiekėjas „Zepro“ negali pateikti tinkamų montažo medžiagų ir yra neįmanoma sumontuoti Z modelio keltuvų, kurie yra skirti transporto priemonėms kurių svoris yra didesnis nei 12 tonų.

Šio modelio keltuvų montażas negalimas, kadangi atstumas tarp plokščių yra 750-930 mm (žr. 1.5 pav.), o atstumas tarp sijų - 1353 mm. Taigi, tvirtinimui yra reikalingos papildomos detalės, kurios sujungtų keltuvą su važiuokle.



1.5 pav. Keltuvas su standartine platforma [2]

Kaip alternatyvą gamintojas siūlo modelį ZN, kuris yra tik vieno tipo - 2500 kg keliamosios galios, kai tuo tarpu, modelį Z galima įsigyti 1500 kg, 2000 kg, ir 2500 kg tonažo. Klientui nėra tikslo pirkti keltuvą su 2500 kg keliamąja galia, jei jis panaudos tik pusę to, nors turės sumokėti 30 procentų daugiau.

Taip pat, kadangi keltuvo keliamoji galia yra tik viena dedamoji renkantis keltuvą, reikėtų atsižvelgti ir į kitus parametrus – keltuvo ir platformos aukštį, jos plotį. Renkantis keltuvo modelį ZN, galima rinktis tik iš dviejų variantų (žr. 2 lentelę), kai tuo tarpu, renkantis modelį Z, turime 8 variantus (žr. 1 lentelę) [2]. Šių parametrų kombinacijos reikalingos bendram keltuvo suderinimui su važiuokle. Kadangi keltuvas turi ne tik neklūti į važiuoklės komponentus, bet ir atitikti eksploatacijai skirtus reikalavimus.

1 lentelė. Z tipo keltuvų duomenys

| Techninė informacija | Keltuvo aukštis, mm | Platformos aukštis, mm | Platformos plotis, mm | Keltuvo keliamoji galia, kg |
|----------------------|---------------------|------------------------|-----------------------|-----------------------------|
| ZEPRO Z 1500-135 | 1340 | 1500 - 2205 | 2450 - 2580 | 1500 |
| ZEPRO Z 1500-155 | 1530 | 1500 - 2205 | 2450 - 2580 | 1500 |
| ZEPRO Z 1500-175 | 1710 | 1500 - 2205 | 2450 - 2580 | 1500 |
| ZEPRO Z 2000-135 | 1340 | 1500 - 2205 | 2450 - 2580 | 2000 |
| ZEPRO Z 2000-155 | 1530 | 1500 - 2205 | 2450 - 2580 | 2000 |
| ZEPRO Z 2000-175 | 1710 | 1500 - 2205 | 2450 - 2580 | 2000 |
| ZEPRO Z 2500-130 | 1300 | 1500 - 2205 | 2450 - 2580 | 2500 |
| ZEPRO Z 2500-150 | 1500 | 1500 - 2205 | 2450 - 2580 | 2500 |

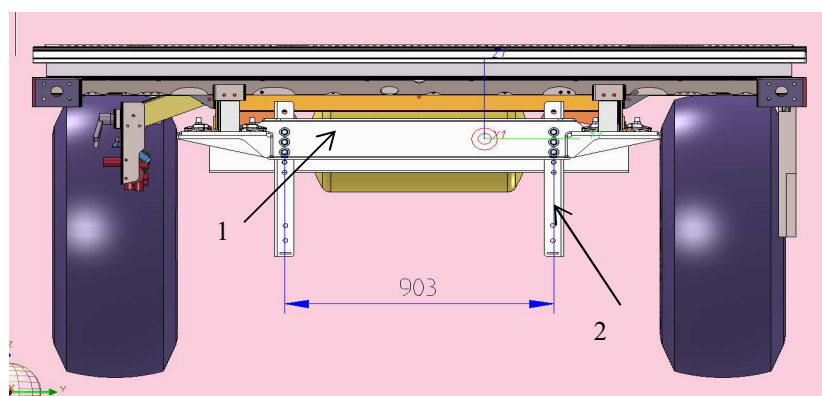
2 lentelė. ZN tipo keltuvų duomenys

| Techninė informacija | Keltuvo aukštis, mm | Platformos aukštis, mm | Platformos plotis, mm | Keltuvo keliamoji galia, kg |
|----------------------|---------------------|------------------------|-----------------------|-----------------------------|
| ZEPRO ZN 2500-150 | 1500 | 1500 - 2500 | 2450 - 2580 | 2500 |
| ZEPRO ZN 2500-130 | 1300 | 1500 - 2500 | 2450 - 2580 | 2500 |

1.3. Kitų gamintojų alternatyvos

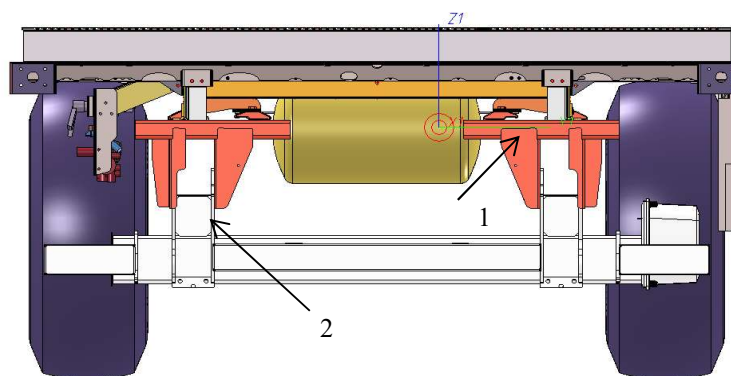
Kiti keltuvų gamintojai, tokie kaip „Baer“ ir „Dhollandia“, turi techninius sprendimus keltuvų montavimui ant puspriekabių važiuoklių.

„Baer“ siūlo montažo variantą, su kuriuo galima montuoti keltuvus, jų atstumas tarp plokščių - 903 mm. Atstumas tinkamas, tačiau pačių keltuvo plokščių konstrukcija yra kitokia, jos yra L formos ir prisisuka šonine plokštuma prie tvirtinimo balkio (žr. 1.6 pav.). Kadangi „Zepro“ keltuvo tvirtinimo plokštės neturi atlenkimų, sumontuoti jas su „Baer“ turimu laikikliu neįmanoma.



1.6 pav. „Baer“ keltuvo tvirtinimas – 1.Tvirtinimo sija, 2.Tvirtinimo plokštės

„Dhollandia“ siūlo tvirtinimo detales, kurios tvirtinasi prie sijų, o prie jų prisisuka keltuvas, turintis specialų paruošimą (žr. 1.7 pav.). Keltuvas, pritvirtinimui prie kiekvieno laikiklio, turi po dvi plokštumas, tarp kurių centrų yra 1150 mm., kai tuo tarpu, atstumas tarp „Zepro“ keltuvo tvirtinimo plokščių yra 730 – 950 mm. Taip pat pati šių produktų konstrukcija yra per daug skirtinga, kad būtų galima priderinti tokius laikiklius.



1.7 pav. „Dhollandia“ keltuvo tvirtinimas – 1.Tvirtinimo sija, 2.Tvirtinimo plokštės

Taigi, kadangi konkurentų turimi sprendimai netinka „Zepro“ keltuvams, todėl reikia naujo laikiklio.

1.4. Reikalavimai keltuvų eksploatacijai

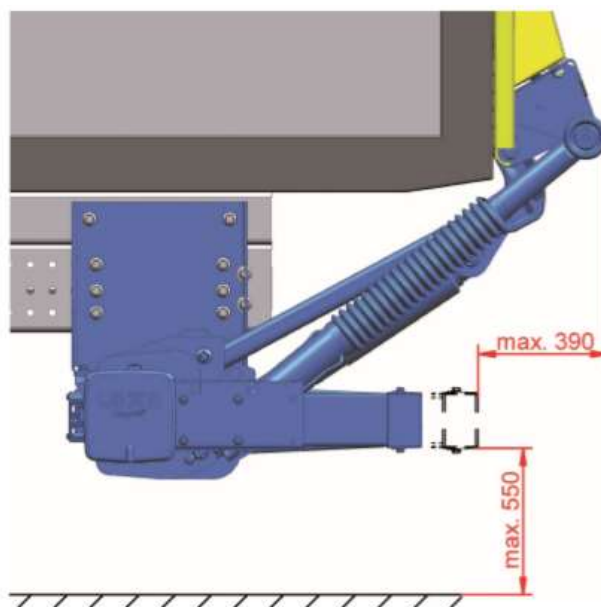
1.4.1. CE sertifikatas

Nuo 1995-01-01 „Zepro“ keltuvai, parduodami Europos rinkos, yra antspauduojami CE (pranc. *Conformité Européene*) ženklu. Tai gamintojo garantija, kad gaminys atitinka Europos Parlamento ir Tarybos 2006 m. gegužės 17 d. direktyvos 2006/42/EB dėl mašinų reikalavimus. Taikant Europos Parlamento ir Tarybos 2006 m. gegužės 17 d. direktyvą 2006/42/EB dėl mašinų siekiama suderinti gaminių saugos lygius visoje Europoje.

CE sertifikatas yra itin svarbi informacija gamintojams, platintojams. CE ženklas neskirtas komercinėms reikmėms, t. y. jis nėra rinkodaros priemonė. Jeigu importuotojas, platintojas ar kitas veiklos vykdytojas pateikia gaminius rinkai savo vardu arba pakeičia gaminius, jis perima gamintojo atsakomybę, įskaitant atsakomybę už gaminio atitiktį reikalavimams ir paženklinimą CE ženklu. Šiuo atveju jis turi turėti pakankamai informacijos apie gaminio projektavimą ir gamybą, nes paženklinęs gaminį CE ženklu jis prisiims teisinę atsakomybę už jį [12].

1.4.2. Reikalavimai galinei apsaugai

Viena iš pagrindinių keltuvo funkcijų yra tai, kad jis turi veikti kaip transporto priemonės galinė apsauga (žr.1.8 pav.). Galinė apsauga turi atitikti reikalavimus – ji negali būti sumontuota giliau nuo keltuvo galinės dalies nei 390 mm. Taip pat negali būti aukščiau nuo žemės paviršiaus, nei 550 mm, važiuoklei esant važiavimo padėtyje. Projektuojant laikiklį keltuvui, būtina atsižvelgti į keltuvo poziciją, atstumą nuo žemės.



1.8 pav. Reikalavimai keltuvo galinei apsaugai

Taigi, optimizavus keltuvo tvirtinimo detales, „Schmitz Cargobull Baltic“ turėtų gauti atitinkamus sertifikatus, kad galėtų integruoti detales savo gaminiams.

1.5. Metodai, naudojami stiprumo tyrimams ir optimizavimui

Stiprumo tyrimai ir optimizavimas yra neatsiejama nuo gamybinių įmonių. Įvairūs autoriai skirtingai analizuoja šiuos procesus ir jų svarbą gamyboje. Konstrukcinių komponentų projektavimo patobulinimai dažnai pasiekiami bandymų ir klaidų pagrindu, vadovaujantis projektuotojo patirtimi. Optimizavimo metodai yra labai perspektyvi priemonė tobulinant projektavimą, tačiau jie ne visada gerai žinomi ir taikomi pramonėje. [3]

Atsiradus kompiuteriams ir konkurencingoms rinkos tendencijoms siekiant sutrumpinti produkto kūrimo laiką, kompiuterinė analizė užima svarbią vietą šiuolaikinių produktų projektavimo cikluose, apskritai pramonėje, ypač automobilių sektoriuje. Norėdama sumažinti prototipų kūrimo išlaidas ir suprojektuoti optimizuotus dizainus, automobilių pramonė daugiau dėmesio skiria kompiuterinių modelių modeliavimui. Automobilio važiuoklė yra pagrindinis automobilio laikantysis elementas, todėl svarbu tinkamai suprojektuoti ir geometriškai optimizuoti, kad būtų užtikrintas automobilio patvarumas. Visame pasaulyje tyrinėtojai stengiasi virtualiai analizuoti važiuoklę, pateikdami ją įvairioms apkrovoms ir nagrinėdami jos įtempimų modelius.

Šiame moksliniame darbe atlikta statinė analizė, įvertinant staigias smūgio apkrovas. Autorius atliko esamų važiuoklės dalių baigtinių elementų analizę keturiais skirtingais atvejais :

1. Skersinių elementų skerspjūvio sričių kitimas;
2. Skersinių ir išilginių elementų skerspjūvio plotų kitimas;
3. Skersinių elementų padėties kitimas dėl išilginių elementų;
4. Skersinių ir išilginių elementų skerspjūvio plotų kombinacijų kitimas.

Autorius teigia, kad atlikus analizę gauti rezultatai rodo - didėjantis šoninių elementų storis gali sumažinti įtempimus, tačiau padidės ir bendras važiuoklės svoris. Padidinus jungiamųjų plokščių storį, gali sumažėti jungiamųjų plokščių įtempiai. Kai ilgėja jungiamųjų plokščių ilgis, mažėja įtempiai tiek šoniniame elemente, tiek jungiamojoje plokštėje [4].

Taip pat, kaip žinoma, formos optimizavimas yra labai svarbi dedamoji visame optimizavimo procese. Moksliniame darbe ištyrinėta, kaip galima optimizuoti automobilio formą. Panaudota baigtinių elementų analizė ir teorinė analizė. Rezultatai rodo, kad mažėjant plotui šoniniuose važiuoklės elementuose, įtempiai didėja, tačiau išlieka leistinųjų įtempių ribose. Apskaičiuotos lenkimo įtempio vertės neviršija ribos. Tai padeda sumažinti skersinių elementų plotą ir šitaip įmanoma sutaupyti iki 8,61% medžiagų (žr. 1.9 pav. ir 1.10 pav.) [5].



1.9 pav. Pirminis gaminys, prieš optimizavimą [5]

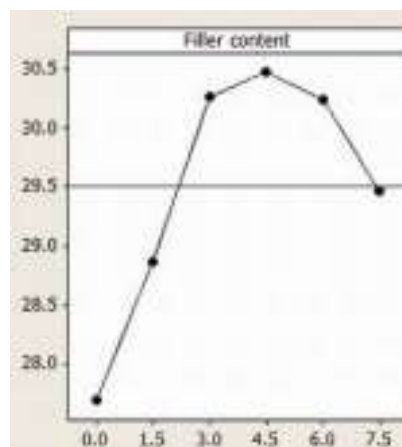


1.10 pav. Optimizuotas rėmas, su matomais paviršiaus pakitimais (išplovomis) [5]

Kiti autoriai atliko taip pat formos optimizavimą, tačiau jie lygino formas tarpusavyje. Straipsnio autoriai ištyrė, kaip galima optimizuoti transporto priemonės formą, lyginant su pradine. Atlikus optimizuoto modelio baigtinių elementų analizę (tiesinę statinę analizę) įvertintas stiprumas ir standumas, palyginti maksimalūs įtempiai su maksimaliu poslinkiu. Lyginamojoje analizėje pastebėta, kad maksimali įtempių vertė vidutiniškai sumažėja 15%, o modifikuoto modelio bendras sumažintas svoris yra 4 kg [7].

Kitame moksliniame darbe autoriai atliko realios autobusų struktūros svorio ir standumo optimizavimą. Buvo naudojami baigtinių elementų metodai ir genetiniai algoritmai (angl. *genetic algorithms*). Nustatyta, kad kuo daugiau mažinamas konstrukcijos svoris, tuo labiau mažėja standumas [6].

Nemažiau svarbi dedamoji optimizavimo procese yra medžiaga. Taigi, autoriai moksliniame tyrime bandė sukurti nebrangią medžiagą. Buvo išbandytos šešios skirtingos užpildo masės procentinės dalys: 0%, 1,5%, 3%, 4,5%, 6% ir 7,5% (žr. 1.11 pav.). Eksperimento rezultatai buvo analizuojami Taguchi optimizavimo metodu, siekiant atkirti optimalias stiprumo vertes, atliekant tempimo ir lenkimo bandymus. Nustatyta, kad medžiagos stipris didėja iki tol, kol užpildymas pasiekia 6%, o po to jis pradeda mažėti [8].



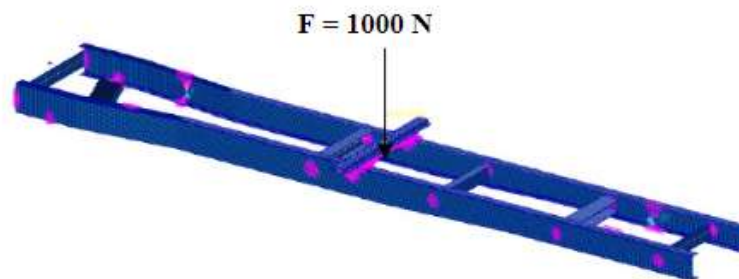
1.11 pav. Medžiagos stiprumo kitimas, keičiantis užpildymo procentui [8]

Ieškant optimalios medžiagos, kitame darbe, autoriai atlieka važiuklės struktūrinę ir modalinę analizę. Tikslas – surasti lengvesnę ir patvarią medžiagą. Analizė atliekama naudojant tris medžiagas: plieną, anglį ir stiklą ir daroma naudojant skirtingus 3, 5 ir 11 sluoksnius be amortizuojančios medžiagos – gumos ir su šia medžiaga. Stebint struktūrinės analizės rezultatus, anglies ir stiklo

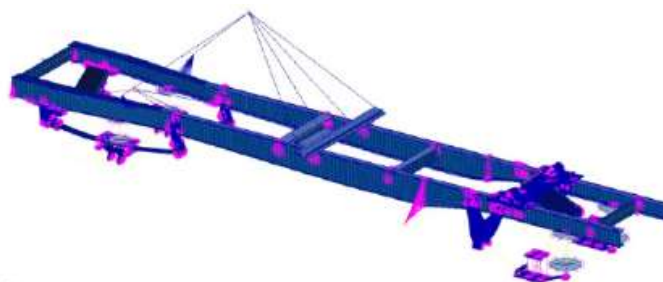
įtempių vertės yra mažesnės nei leistinosios. Taigi, kompozitus naudoti važiuoklėje yra saugu. Naudojant kompozitus, o ne plieną, važiuoklės svoris sumažėja 4 kartus nei naudojant plieną, nes plieno tankis yra didesnis nei kompozitų. Naudojant sluoksnius vienodam važiuoklės storiui, poslinkio ir įtempių vertės yra mažesnės nei naudojant vienasluoksnę medžiagą. Taigi geriau naudoti kelis medžiagos sluoksnius nei vieną [9].

Kadangi nemažai mokslinių tyrimų atliekama norint optimizuoti masę, taigi iš to galima gauti daugiau naudos, ne tik sutaupyti medžiagą. Straipsnyje autoriai į tai pažvelgė per kitą prizmę ir optimizuoja lenktyninio automobilio rėmo svorį, nes sumažinus jį 10%, energijos vartojimo efektyvumas padidėja nuo 5 iki 8 procentų. Tikslas - sumažinti svorį, nepakeitus rėmo stiprumo ir keleivių ergonomikos. Tyrime naudotas topologinis optimizavimo metodas. Gauta, kad didžiausias apkrovas patiria priekinė rėmo dalis, todėl jos tvirtumui padidinti, instaliuotos papildomos atramos. Atnaujinus modelį gauta, kad svoris sumažėjo 11,07%, poslinkis padidėjo 4,38%, o maksimalūs įtempiai sumažėjo 21,74 % [10].

Ieškant optimalių detalių, labai svarbu yra stiprumas. Straipsnyje optimizuojamas sunkvežimio rėmo svoris (žr. 1.12 pav.). Kaip ir prieš tai aptartame straipsnyje, autoriai aprašo topologinį optimizavimo metodą, kuriuo siekiama sumažinti automobilio svorį, bet nesumažinti stiprumo. Sumažinus išilginių sijų storį ir pastiprinus tik tas vietas, kuriose kyla maksimalūs įtempiai (žr. pav. 1.13), automobilio svoris sumažėjo 13,25 %.



1.12 pav. Pradinis rėmo variantas [11]



1.13 pav. Optimizuotas rėmo variantas, kur matoma, jog sijos yra vietomis išlengvintos, vietomis pastiprintos [11]

Lyginant su ankstesniu tyrimu, rezultatas skiriasi tik apie 2%, o tai parodo topologinio metodo veiksmingumą [11].

2. Tyrimų metodika ir rezultatai

Apžvelgus stipruminiams skaičiavimams naudojamus metodus, nuspręsta šio darbo stipruminį tyrimą atlikti panaudojant baigtinių elementų metodą, skaičiavimai bus realizuojami programiniu paketu „SolidWorks“.

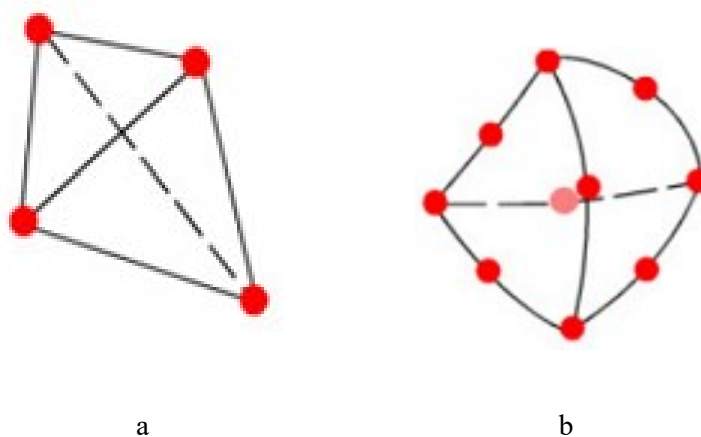
2.1. Baigtinių elementų metodas

Baigtinių elementų metodas (BEM) – tai skaitinis metodas, skirtas matematinėms fizikos diferencialinių ar integralinių lygčių apytiksliams sprendiniams rasti. Metodo esmė – sritis, kurioje ieškomas sprendimas, suskaidoma į daleles (baigtinius elementus) ir laikoma, kad kiekvienoje dalelėje nagrinėjamas nežinomas kinta nesudėtingu dėsniu ir diferencialinė / integralinė lygtis joje pakeičiama į algebrinių lygčių sistemą. Sujungus visus elementus į visumą sudaroma tiriamosios srities algebrinių lygčių sistema, kurią išsprendus gaunamas atsakymas [13].

2.1.1. Baigtinių elementų tipai „SolidWorks Simulation“ programoje

BEM numato modelio elgesį, derinant informaciją, gautą iš visų modelį sudarančių elementų. Baigtinių elementų tinklelis turi didelę įtaką skaičiavimo rezultatams. Programinė įranga automatiškai sukuria tinklelį, pagrįstą bendru elemento dydžiu. Tinklelio valdymas leidžia nurodyti skirtingo dydžio elementus paviršiams, kraštams ir viršūnėms. Ankstyvose projektavimo analizės stadijose, kur gali pakakti apytikslių rezultatų, greitesniam sprendimui galima nurodyti didesnę elemento dydį (stambesnę tinklelį). Norint tikslesnio sprendimo, gali reikėti mažesnio elemento dydžio (smulkesnio tinklelio).

„SolidWorks Simulation“ galima naudoti dviejų tipų tūrinius baigtinius elementus (žr. 2.1 pav.): linijinį tetraedrą ir parabolinį tetraedrą. Linijinis turi 4-is mazgus ir 12-a laisvės laipsnių, o parabolinis – 8-is mazgus ir 24-ius laisvės laipsnius. Esant vienodam tinklelio tankiui (elementų skaičiui), paraboliniai elementai duoda geresnių rezultatų nei linijiniai, nes: 1) jie tiksliau atvaizduoja lenktus paviršius, 2) elemento tūryje skaičiuojamų rodiklių (poslinkių, įtempimų, deformacijų ir kt.) kitimo dėsniai yra sudėtingesni, t. y. ne tiesiniai. Šiame darbe naudoti paraboliniai tetraedriniai baigtiniai elementai.



2.1 pav. Tetraedro pavidalo baigtiniai elementai, naudojami „Solidworks Simulation“:

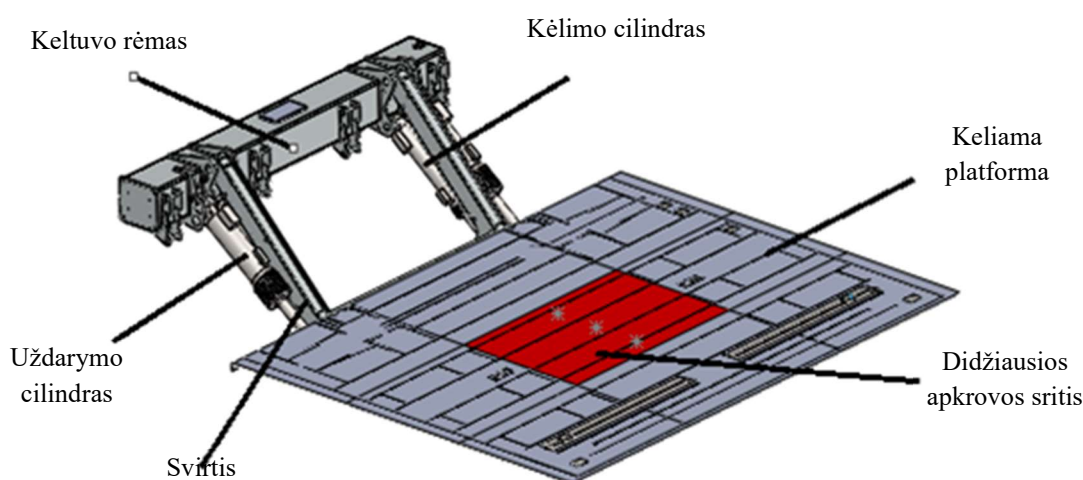
a – tiesinis; b – parabolinis

2.2. Krovinio pridėjimo vietos įtaka, kėlimo mechanizmo rėmo reakcijoms

Rekomenduojama krovinio pakrovimo padėtis yra keltuvo platformos centras, todėl didžiausia apkrova gali veikti pažymėtame plote (žr. 2.2 pav.). Nustatysime kuriame šio ploto taške pridėta apkrova sukels didžiausias reakcijas šarnyruose, kurie 2.3 pav. pažymėti skaičiais 1, 2 ir 3:

- 1-u šarnyru keltuvo rėmas sujungtas su svirtimi (žr. 2.3 pav.);
- 2-u šarnyru keltuvo rėmas sujungtas su kėlimo cilindru (žr. 2.3 pav.);
- 3-u šarnyru keltuvo rėmas sujungtas su uždarymo cilindru (žr. 2.3 pav.).

Nustatant reakcijas laikoma, kad visos keltuvo dalys yra absoliučiai standžios. Todėl reakcijų dydžiui įtakos turės tik apkrovos padėties keitimas x ašies (žr. 2.3 pav.) kryptimi.



2.2 pav. Keltuvo dalys

Parenkami trys apkrovos pridėjimo taškai (žr. 2.3 pav.):

- $x_1 = 100$ mm;
- $x_2 = 330$ mm;
- $x_3 = 560$ mm.

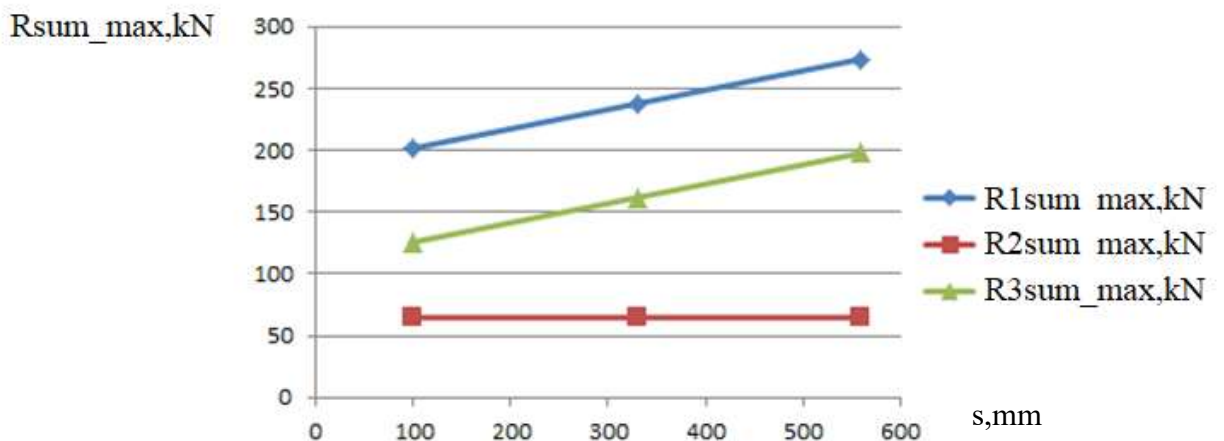
Apkrova yra jėga, pridėta statmenai keltuvo platformai. Tyrinėjamo keltuvo maksimali keliamoji galia yra 2500 kg [2], o apkrovos dydis bus 12,5 kN, nes keltuvo visos dalys yra absoliučiai standžios ir užtenka modeliuoti tik pusę keltuvo, t. y. modelyje „dirbs“ tik vienas kėlimo cilindras.



2.3 pav. Skaičiavimo schema

Skaičiavimus atliksime panaudojus erdvinio modeliavimo programos „SolidWorks“ priedą „Motion“ [15].

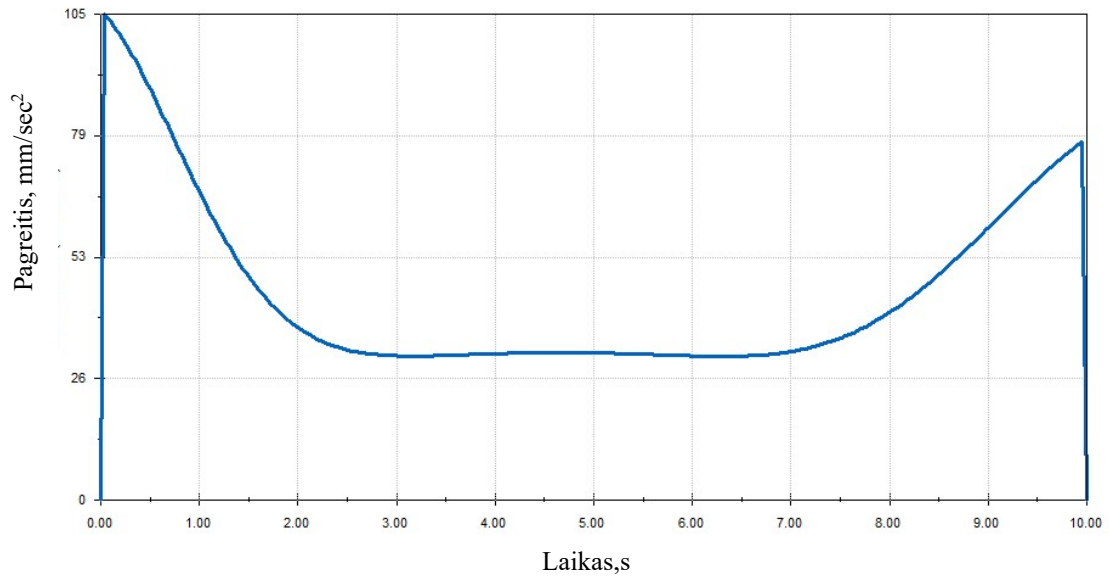
Gauti suminių reakcijų rezultatai pateikiami 2.4 pav. Iš jų matome, kad kuo labiau krovinio svorio centro pridėjimo atstumas tolsta nuo leistinos zonos pradžios, tuo labiau didėja reakcijos.



2.4 pav. Reakcijų kitimas, keičiantis krovinio pridėjimo vietai

2.3. Didžiausių reakcijų ir pavojingiausių laiko momentų nustatymas

Nustatysime trijų šarnyrų reakcijų kitimą, kai keltuvas platformą su didžiausia galima apkrova, pridėta pavojingiausioje vietoje, kelia nuo žemiausios padėties iki aukščiausios padėties. Laikome, kad platforma iš žemiausios padėties pasikels į aukščiausią per 10 s. Tam kėlimo cilindro kotas turi išsistumti 254 mm. Keliant tokiu greičiu inercijos jėgos kyla labai mažos, kadangi kėlimo pagreitis sudaro tik 0,01 % laisvojo kritimo pagreičio dydžio (žr. 2.5 pav.), taigi šios jėgos tolimesniuose skaičiavimuose yra nevertinamos.



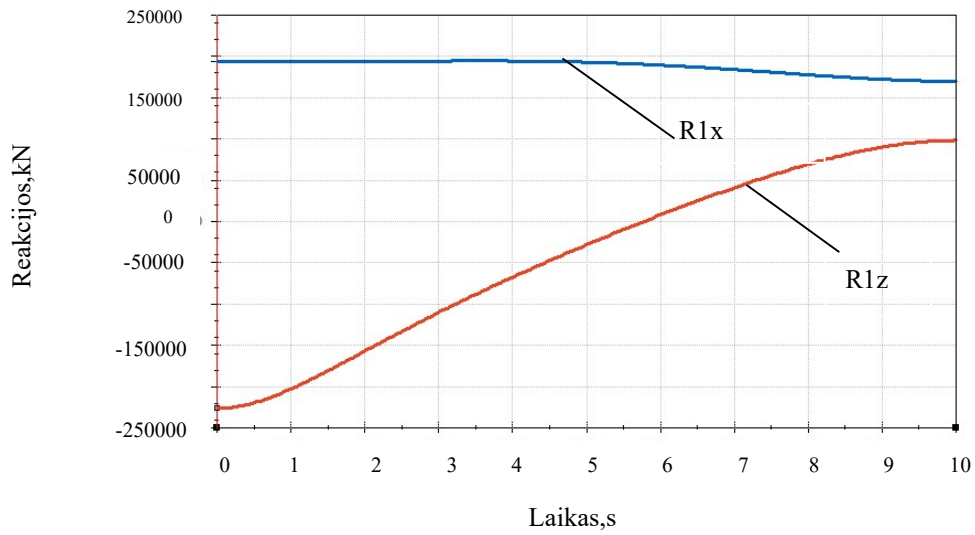
2.5 pav. Platformos vertikalaus judėjimo pagreičio kitimas kėlimo metu

1-ojo, 2-ojo ir 3-ojo šarnyrų reakcijų dedamųjų kitimas platformos kėlimo metu atitinkamai pateiktos 2.9, 2.10 ir 2.11 pav.

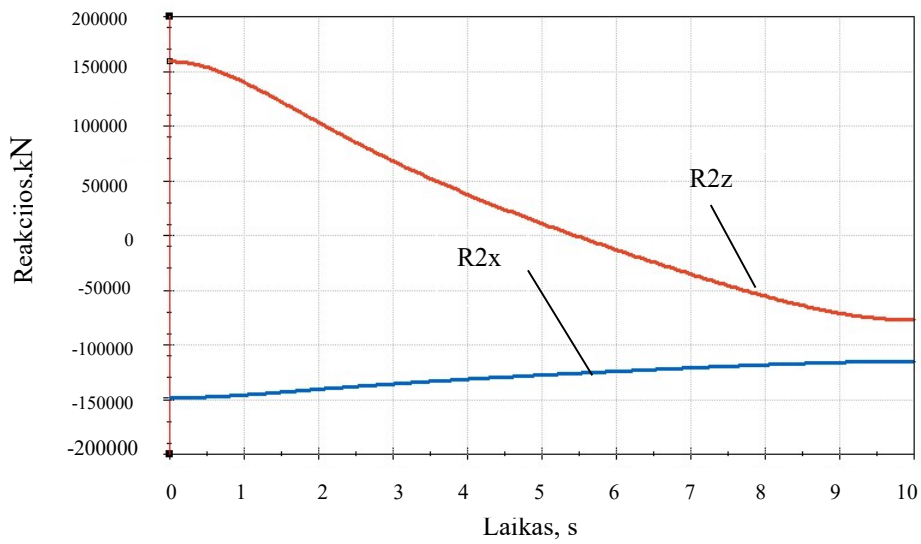
Iš 2.6 pav. matyti, kad 1-ame šarnyre didžiausia reakcijos dedamoji R_{1x} kyla 3,6 s. Šis laiko momentas bus laikoms ypatinguoju (laikiklyje veikiančius įtempius skaičiuosime tik ypatinguose laiko momentuose). Kėlimo eigoje R_{1z} dedamoji ties 5,84 s keičia ženklą. Todėl darome prielaidą, kad galima pavojingiausia 1-ojo šarnyro reakcija gali būti tais laiko momentais, kai kyla R_{1z} su didžiausiomis vertėmis, bet veikia į priešingas puses, t. y. 0 ir 10 s (pradedant kelti iš žemiausios padėties ir aukščiausioje padėtyje; žr. 2.9 pav.). Taigi 0 ir 10 s taip pat bus ypatingi laiko momentai.

Iš 2.7 pav. matyti, kad 2-ame šarnyre didžiausia reakcijos dedamoji R_{2z} kyla 0 s. Kėlimo eigoje R_{2z} dedamoji ties 5,44 s taip pat keičia ženklą. Todėl darome prielaidą, kad 2-ojo šarnyro ypatingieji laiko momentai bus, kai kyla R_{2z} su didžiausiomis vertėmis, bet veikia į priešingas puses, t. y. 0 ir 10 s.

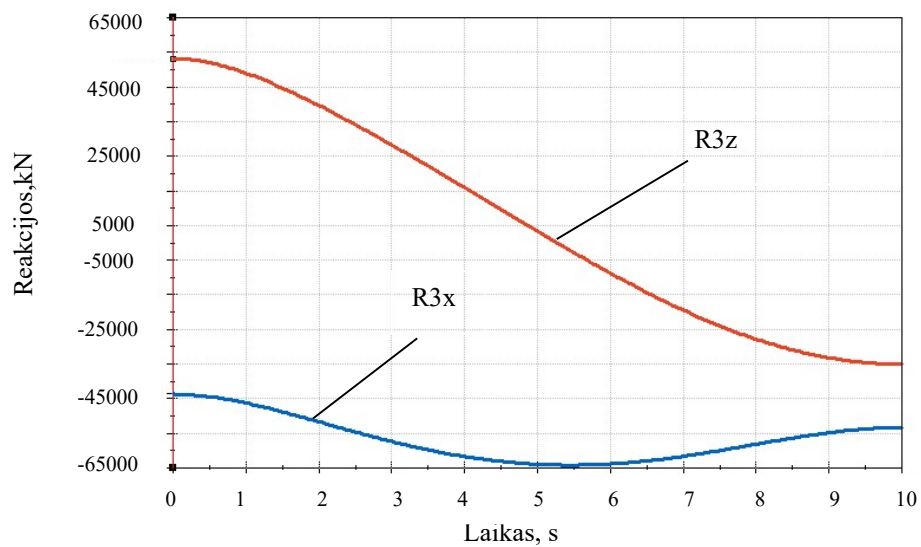
Iš 2.8 pav. matyti, kad 3-ame šarnyre didžiausia reakcijos dedamoji R_{3x} didžiausią vertę įgyja 5,52 s. Šis laiko momentas bus laikoms ypatinguoju. Kėlimo eigoje R_{3z} dedamoji 5,24 s keičia ženklą. Todėl darome prielaidą, kad 3-ojo šarnyro ypatingieji laiko momentai papildomai bus tada, kai kyla R_{3z} su didžiausiomis vertėmis, bet veikia į priešingas puses, t. y. 0 ir 10 s.



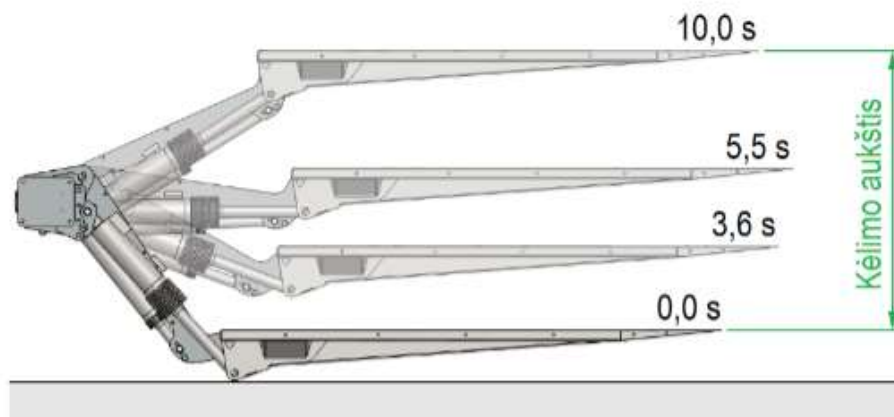
2.6 pav. Reakcijos veikiančios svirtį, keliant krovinį



2.7 pav. Reakcijos veikiančios uždarymo cilindrà, keliant krovinį



2.8 pav. Reakcijos veikiančios kėlimo cilindrà, keliant krovinį



2.9 pav. Keltuvo padėtys

Taigi, ypatingieji laiko momentai, kuriais veiks pavojingiausios reakcijos yra: 0 s, 3,6 s, 5,52 s ir 10 s. Šiais laiko momentais veikiančių reakcijų dydžiai nurodyti 3 lentelėje.

3 lentelė. Reakcijos veikiančios pavojingais laiko momentais

| Laiko momentas, s | Reakcija R1x, N | Reakcija R1z, N | Reakcija R2x, N | Reakcija R2z, N | Reakcija R3x, N | Reakcija R3z, N |
|-------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 0s | 192810 | -226761 | -148995 | 158481 | -43789 | 52851 |
| 3,6 s | 193944 | -85220 | -133634 | 48884 | -60304 | 20879 |
| 5,52 s | 190787 | -10215 | -126446 | -2115 | -64333 | -3119 |
| 10 s | 169269 | 97601 | -115756 | -77856 | -53522 | -35181 |

2.4. Stipruminiai skaičiavimai ir optimizavimas

Laikiklio tyrimui BEM bus sprendžiamas kieto kūno mechanikos, statikos uždavinys. Tokio tipo uždaviniai yra skirti įtempimų ir deformacijų būviui nustatyti tampriai arba plastiškai deformuotuose kūnuose.

Analizuojant laikiklį baigtinių elementų metodu, bus atliekami šie veiksmai:

- Sudaromas tiriamos srities modelis: aprašoma geometrija, medžiagos elgsena, nurodomos kraštinės sąlygos, sritis suskaidoma į reikiamo tipo ir dydžio baigtinius elementus;
- Sudaroma modelio lygčių sistema ir ji išsprendžiama;
- Iš lygčių sistemos sprendinių apskaičiuojami reikalingi išvestiniai dydžiai ir gaunami apskaičiuotų dydžių grafiniai atvaizdai.

Specialus laikiklis, kuris skirtas keltuvui tvirtinti prie važiuoklės turi deformuotis tampriai, tai reiškia, kad pašalinus apkrovą, laikiklis turi grįžti į pradinį pavidalą. Esant kitokiai deformacijai laikiklis nebeatliks reikalingų funkcijų, nes tokiu atveju, visas keltuvas gali pakrypti ar net nukristi, o tai gali kelti pavojų net žmonių gyvybėms, kurie dirba arba yra arti šio įrengimo.

Optimizavimo kriterijai ir apribojimai :

- Minimizuoti laikiklio masę;
- Reikalaujama, kad bet kurioje laikiklio vietoje, išskyrus kontaktines sritis, sukeliami maksimalūs įtempiai – σ , būtų mažesni už leistinuosius (žr. (1) formulę). Kontaktinėse srityse leistinieji įtempiai neturi viršyti lestinųjų kontaktinių įtempių (žr. (2) formulę).

Rekomenduojamos atsargos koeficientų reikšmės plastiškoms medžiagoms – $n_y = 1,6 - 2,5$ [14].

Kadangi, apkrovos apskaičiuotos esant pačiam pavojingiausiam apkrovos atvejui (ne ties platformos viduriu), todėl jos yra apie 12-15 % didesnės, nei nominalinės (žr. 2.7 pav.). Taigi, atsargos koeficientą imame 1,4 ($1,6/1,15 = 1,39$).

Numatome, kad laikiklis bus gaminamas iš plieno S355 JR, šio plieno takumo ribos įtempiai $\sigma_{adm} = 355$ MPa. Laikiklio lestinieji įtempiai:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{n_y} = \frac{355}{1,4} = 253,57 \text{ MPa} \quad (1)$$

čia σ_{adm} – lestinieji įtempiai;

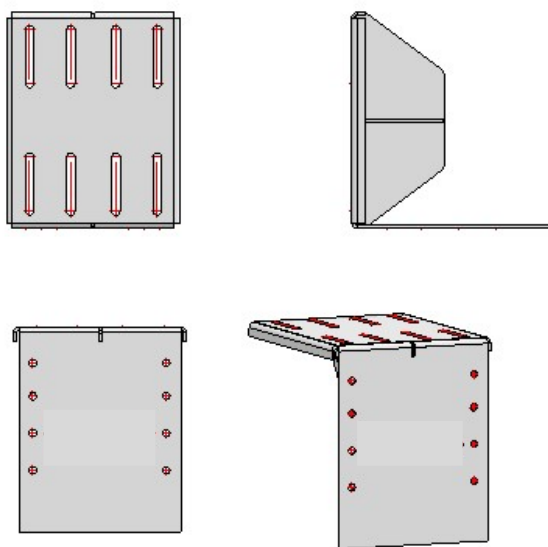
σ_y – ribiniai įtempiai;

n_y – atsargos koeficientas.

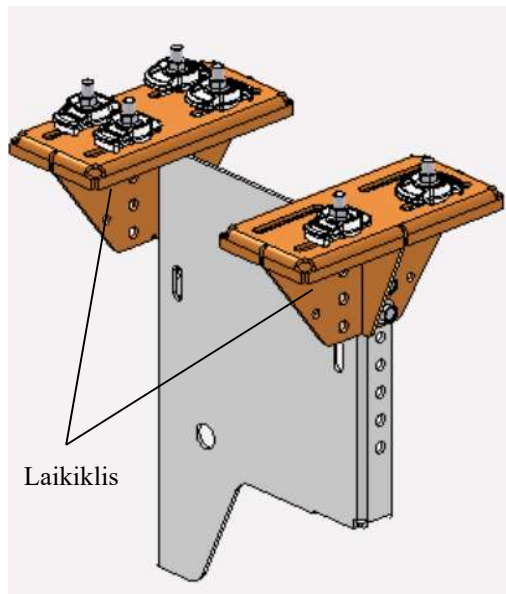
Šiame darbe laikysime, kad laikiklio lestinieji įtempiai :

$$\sigma_{adm} = 254 \text{ MPa.}$$

Naudojant braižymo programą buvo sudarytas pradinis laikiklio modelis (žr. 2.10 pav.). Konstrukcija yra paremta gamintojo „Baer“ turima konstrukcija, kuri yra naudojama keltuvams montuoti ant vienašių važiuoklių, kurių atstumas tarp sijų yra 980 mm (žr. 2.11 pav.).

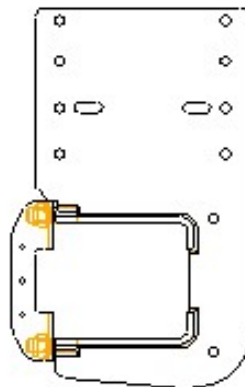


2.10 pav. Pradinis laikiklio modelis



2.11 pav. Pavyzdinis laikiklis, kurio pagrindu paremta naujo laikiklio konstrukcija

Kiaurymės numatytos pagal gamintojo teikiamas rekomendacijas (žr. 2.12 pav.). Šios kiaurymės tinka visiems Z tipo keltuvams.



2.12 pav. Gamintojo nurodytos kiaurymės ant keltuvo plokščių

Žinant reakcijas šarnyruose, spręsdami kontaktinį uždavinį, apskaičiuosime įtempius kylančius laikiklyje, keltuvo krovinio kėlimo metu. Laikiklio perkrovimo vietose ir srityse, kur įtempiai gausis mažesni už leistinus, bus keičiami matmenys ir tokiu būdu bus optimizuotas laikiklis. Kontakto vietoje medžiaga yra gniuždoma uždaroje puserdvėje. Jos deformacija yra varžoma už kontakto vietos esančios gniuždomo kūno medžiagos ir besiliečiančio kito kūno [17]. Todėl leistinieji kontaktiniai įtempiai nustatomi taip:

$$\sigma_{kont.adm} = \sigma_{adm} \cdot 4 = 254 \cdot 4 = 1016 \text{ MPa.} \quad (2)$$

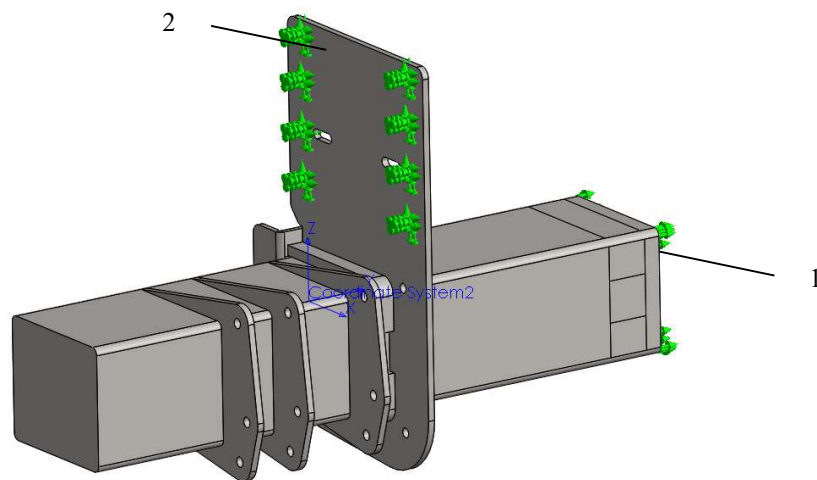
čia $\sigma_{kont.adm}$ – leistinieji kontaktiniai įtempiai;
 σ_{adm} – leistinieji įtempiai.

Naudojant „Solidworks“ priedą „Simulation“ atliekami skaičiavimai. Jiems naudojamas supaprastintas keltuvo modelis.

2.4.1. Keltuvo rėmo ir plokštės įtvirtinimai ir jėgos

Modelio įtvirtinimai:

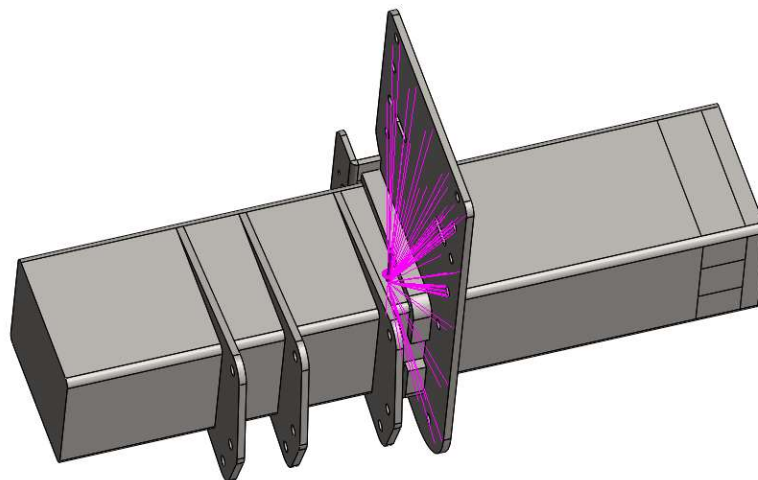
1. Skaičiavimo modelis yra pusinis, todėl tam, kad užtikrinti modelio simetriškumą keltuvo rėmo simetrinio pjūvio plokštuma įtvirtinama rėmo ašine kryptimi (žr. 2.13 pav.).
2. Kiekviena keltuvo plokštės kiaurymė yra įtvirtinta standžiai, t. y. negali judėti nei viena kryptimi, nes per šias kiaurymes susijungs plokštė su keltuvo laikikliu (žr. 2.13 pav.).



2.13 pav. Įtvirtinimai

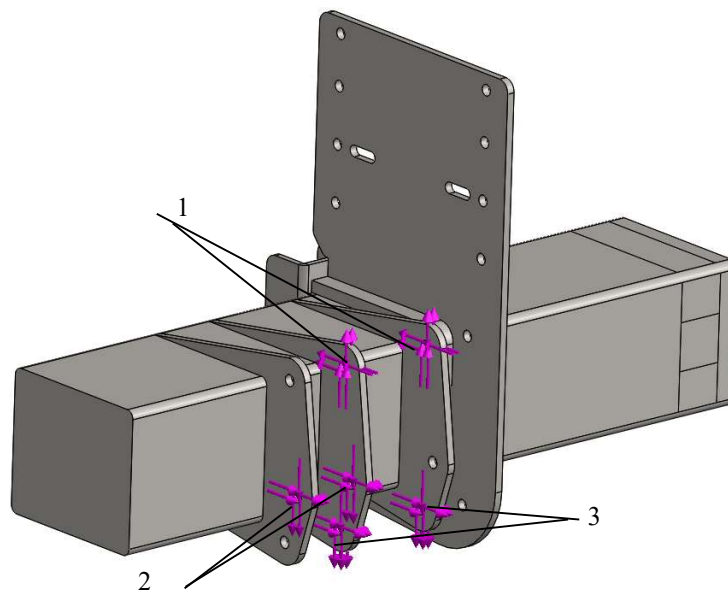
Modelio apkrovos:

1. Pridedamas skaičiuojamųjų dalių savasis svoris (žr. 2.14 pav.). Rėmo svoris 69 kg, plokštės svoris 16 kg. Taigi, priimame, kad skaičiuotinas rėmo savasis svoris – 420 N [16].



2.14 pav. Savojo svorio pridėjimo vieta

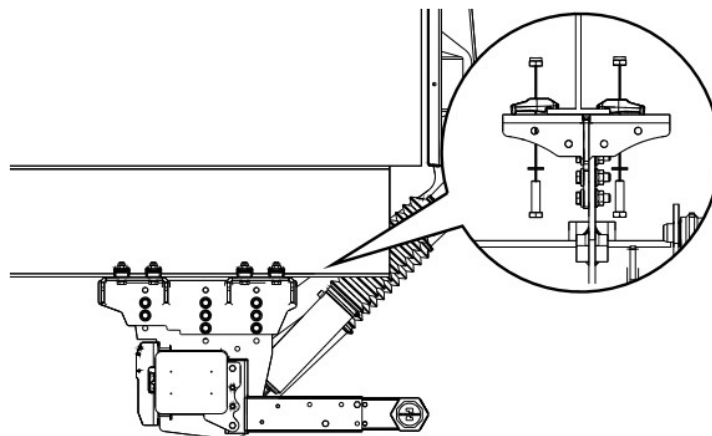
2. Pridedamos reakcijos gautos 3 lentelėje. 1-ame taške pridedamos svirtį veikiančios reakcijos R_{1x} ir R_{1z} , 2-ame taške pridedamos uždarymo cilindrą veikiančios reakcijos R_{2x} ir R_{2z} , o 3-ame taške pridedamos kėlimo cilindrą veikiančios reakcijos R_{3x} ir R_{3z} (žr. 2.15 pav.).



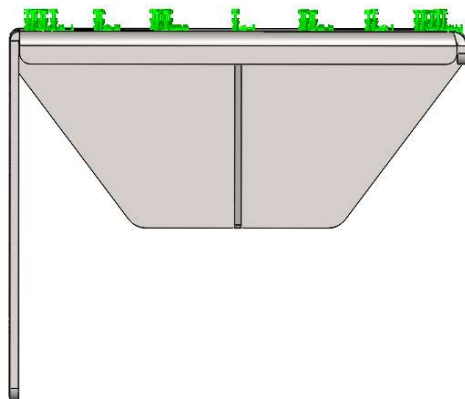
2.15 pav. Reakcijų veikiančių svirtį ir cilindrus pridėjimo vietos

2.4.2. Keltuvo laikiklio įtvirtinimai

Laikiklio viršutinis paviršius tvirtinamas gnybtais (žr. 2.16 pav.), kurie laikiklį prispaudžia prie sijos plokštumos standžiai. Todėl laikiklio viršutinis paviršius bus įtvirtintas standžiai (žr. 2.17 pav.).



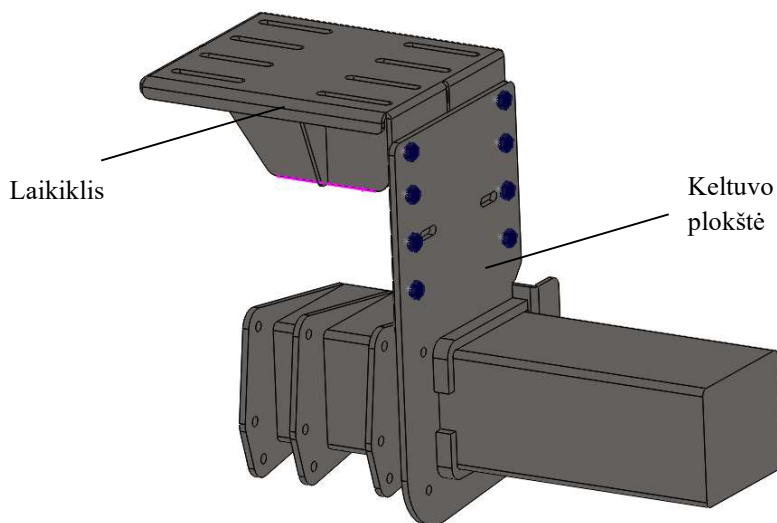
2.16 pav. Tvirtinimo pavyzdys



2.17 pav. Laikiklio įtvirtinimo vieta

2.4.3. Kontaktai

Paskutinis žingsnis prieš skaičiavimus – kontaktuojančių paviršių nurodymas. Keltuvo plokštė sujungiama su laikikliu varžtinėmis jungtimis 8-se taškuose, bei nurodomas kontaktas tarp laikiklio ir keltuvo plokštės besiliečiančių paviršių (žr. 2.18 pav.)

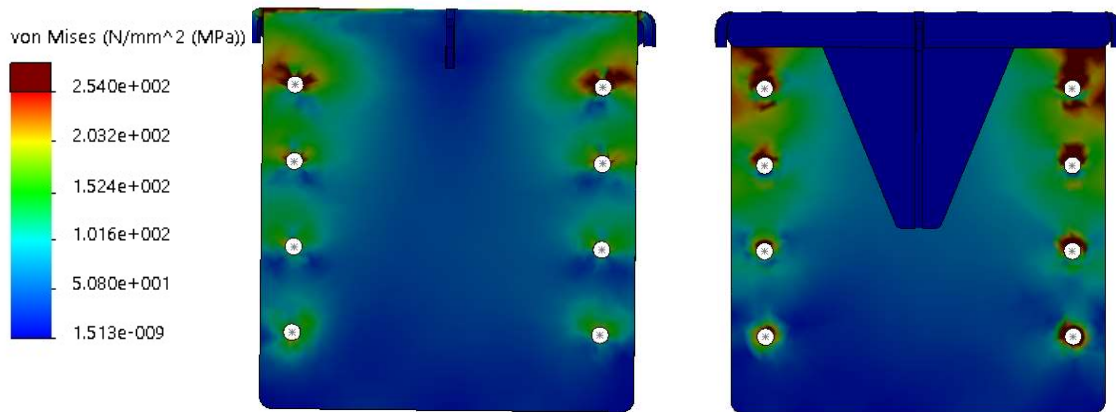


2.18 pav. Keltuvo plokštės ir laikiklio sujungimo vietos

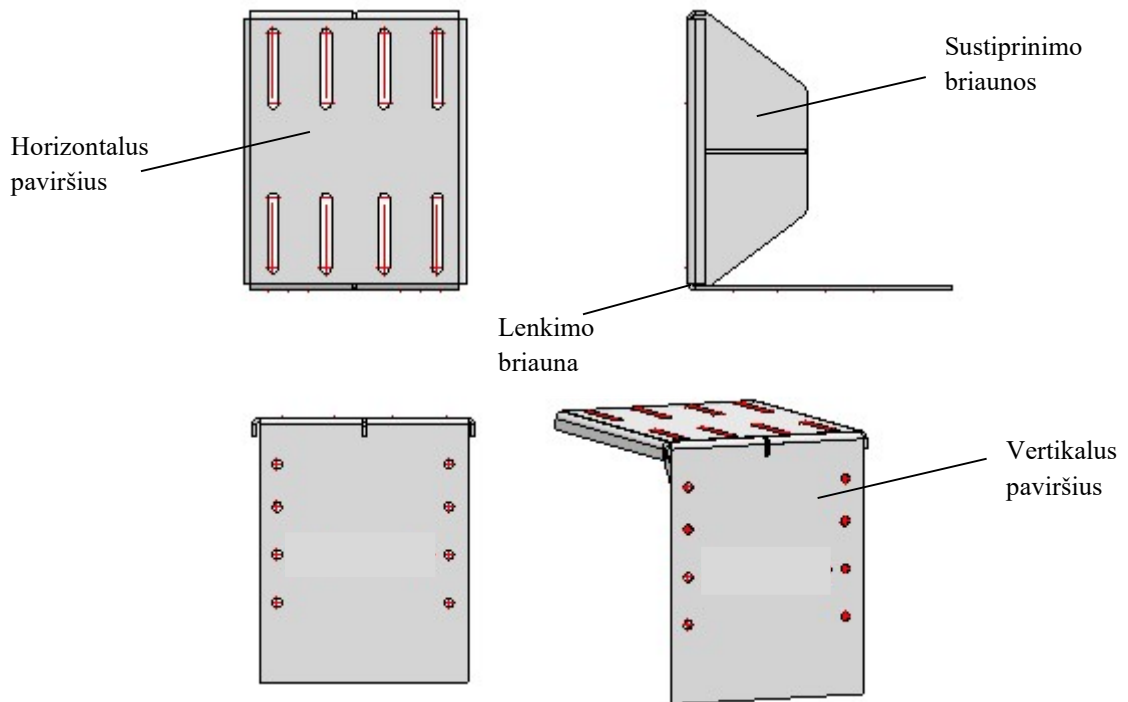
2.4.4. Laikiklio optimizavimas 0-ę sekundę

Išsprendus kontaktinį uždavinį randame įtempimus veikiančius konstrukcijoje. Spalva - žymi vietas, kur kylantys įtempiai viršija leistinuosius t.y. $\sigma > \sigma_{adm}$.

Keltuvo laikiklyje maksimalūs įtempiai kyla ties lenkimo briauna ir laikančiojoje plokštėje. Tai reiškia, kad laikiklis nėra pakankamai stiprus ir neatlaikys veikiančių apkrovų, taigi reikia keisti konstrukciją (žr. 2.20 pav.).



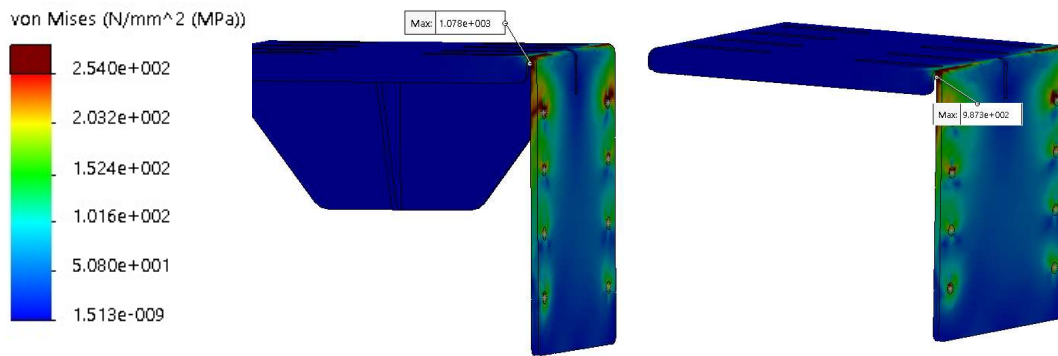
2.19 pav. Įtempimų pasiskirstymas prieš laikiklio optimizavimą 0 s



2.20 pav. Laikiklio dalys

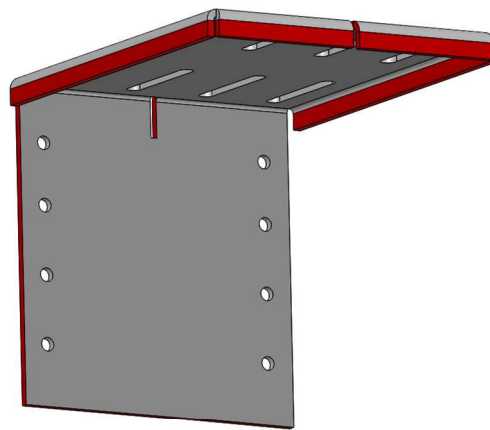
Kadangi žinoma, kad didžiausios reakcijos veiks 4 skirtingais laiko momentais, todėl laikiklis bus optimizuojamas kiekvienu iš jų atskirai. Žemiau pateikiami optimizavimo žingsniai tik pradedant kėlimą, t. y. 0 s laiko momentu.

1 žingsnis. Pašalinamos standumo briaunos (žr. 2.21 pav.). Iš 2.22 pav. matyti, kad pašalinus jas, įtempiai sumažėja nuo 1078 MPa iki 987 MPa, tai reiškia, kad jos ne tik, kad neatliko palaikančiosios dalies funkcijos, bet dar ir kėlė papildomus įtempimus laikiklyje.

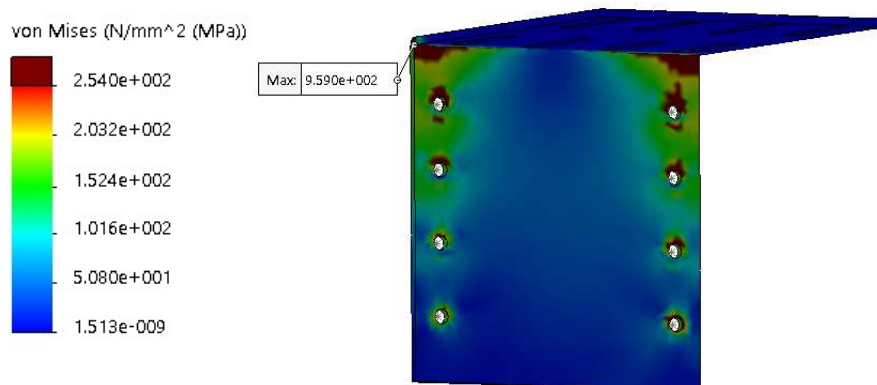


2.21 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 1 žingsnį

2 žingsnis. Pašalinami horizontalaus paviršiaus papildomi užlenkimai ir išpjovos, kurios buvo skirtos standumo briaunoms įstatyti (žr. 2.22 pav.).



2.22 pav. Antro žingsnio pakeitimai



2.23 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 2 žingsnį

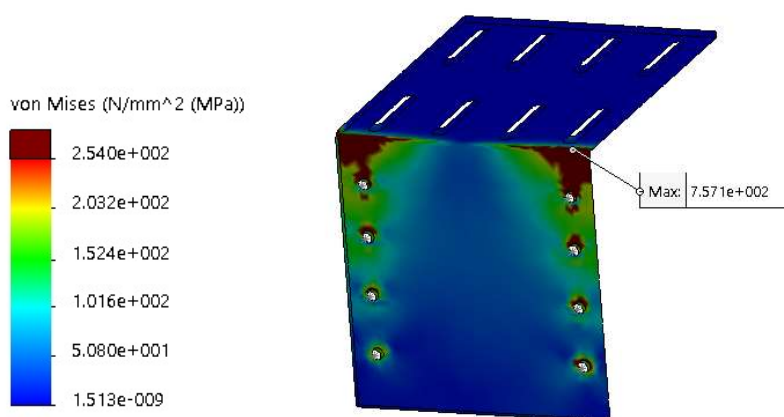
Pakeitus konstrukciją gauti mažesni įtempiai, nei pirmame žingsnyje, buvo 987 MPa, dabar gauta 959 MPa (žr. 2.23 pav.).

3 žingsnis. Pagal antrame žingsnyje gautus rezultatus matome, jog vertikalios plokštės kampuose susidaro įtempiai didesni už leistinuosius (žr. 2.23 pav.), todėl yra keičiamas vidinis lenkimo spindulys. Patikrinti atvejai pateikiami 4 lentelėje.

4 lentelė. Maksimalių įtempių verčių kitimas priklausomai nuo vidinio lenkimo spindulio

| Vidinis lenkimo spindulys, mm | Maksimalūs įtempiai, MPa |
|-------------------------------|--------------------------|
| 3 | 816 |
| 4 | 757 |
| 5 | 869 |
| 6 | 931 |

Taigi numatome, kad vidinis lenkimo spindulys bus 4 mm.



2.24 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 3 žingsnį

Iš 2.24 pav. matome, jog maksimalūs įtempiai (757 MPa > 254 MPa) yra didesni už leistinuosius. Todėl reikalingas sekantis žingsnis – lankstinio storinimas.

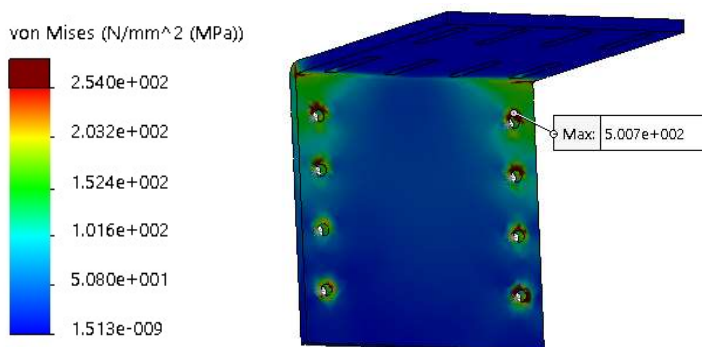
4 žingsnis. Plokštelės storio keitimas.

5 lentelė. Maksimalių įtempių ir svorio verčių kitimas priklausomai nuo lankstinio storio

| Lankstinio storis, mm | Maksimalūs įtempiai, MPa | Masė, kg |
|-----------------------|--------------------------|----------|
| 9 | 719 | 15,25 |
| 10 | 681 | 16,92 |
| 11 | 572 | 18,58 |
| 12 | 581 | 20,23 |
| 14 | 513 | 23,52 |
| 15 | 500 | 25,15 |
| 16 | 436 | 26,78 |

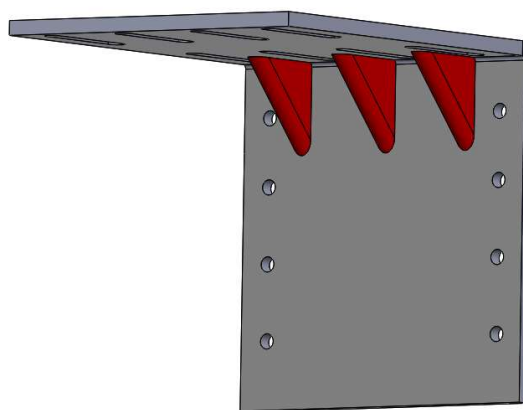
Transporto priemonių eksploatacijai svarbu yra bendras svoris, todėl atsižvelgiant į šį kriterijų, numatome lankstinį gaminti iš 14 mm storio lakšto (žr. 5 lentelę).

Kadangi lenkimo briaunos kraštuose (žr. 2.25 pav.), įtempiai yra didesni už leistinuosius, todėl reikalingas kitas žingsnis – standumo briaunų pridėjimas.

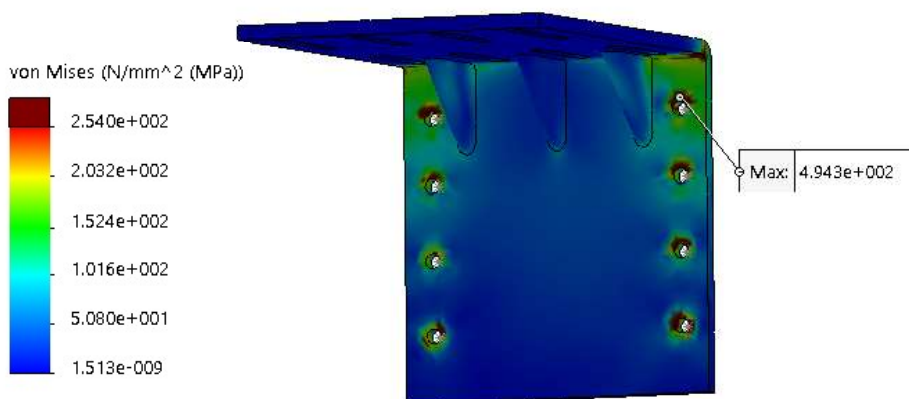


2.25 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 4 žingsnį

5 žingsnis. Pridedamos trys standumo briaunos 60×60×20 mm (žr. 2.26 pav.).



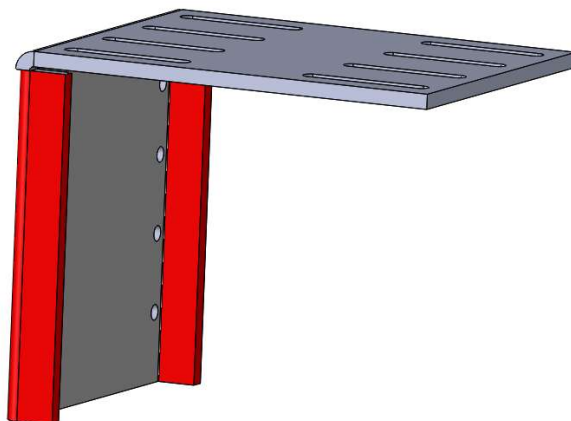
2.26 pav. Laikiklis su standumo briaunomis 60x60x20



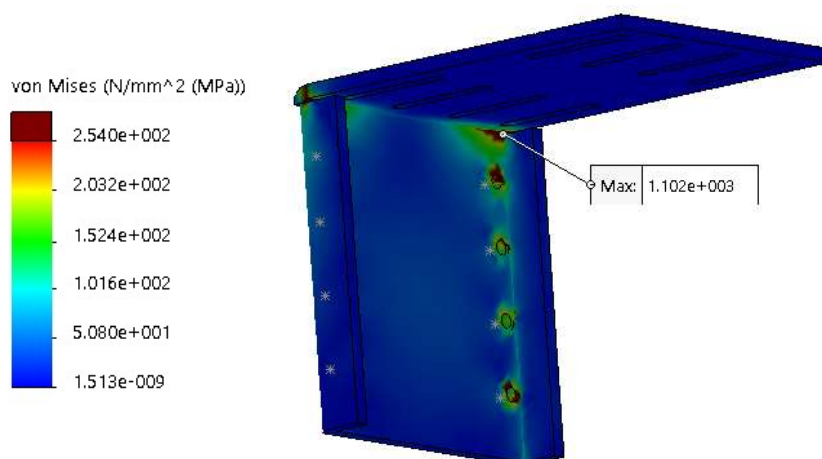
2.27 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje pridėjus standumo briaunas 60x60x20

Iš 2.27 pav. matome, kad įtempiai sumažėja 19 MPa ir ties lenkimo briauna jie vis tiek viršija leistinuosius.

Pridėjus vertikaliai paviršiui standumo briaunas iš kraštų (žr. 2.28 pav.) gauname, kad maksimalūs įtempiai padidėjo maždaug 2 kartus - iki 1102 MPa, taigi tai neefektyvu ir nebus naudojama šiai konstrukcijai (žr. 2.29 pav.).

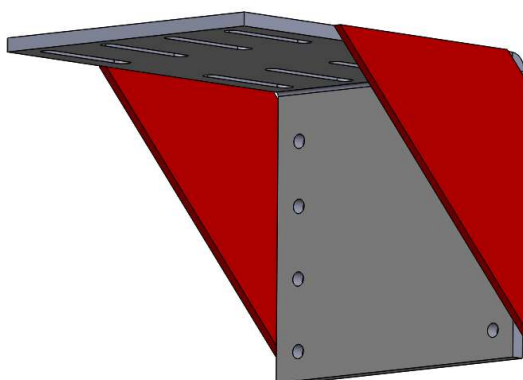


2.28 pav. Laikiklis su standumo briaunomis vertikaliame paviršiuje

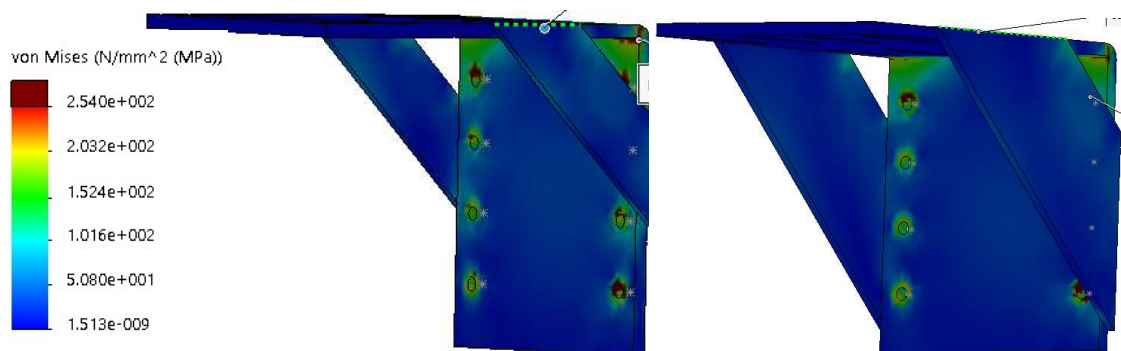


2.29 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje pridėjus standumo briaunas vertikaliai paviršiui

Pridedame standumo briaunas prie laikiklio išorės (žr. 2.30 pav.). Iš 2.31 pav. matyti, kad kai standumo briauna yra arčiau lenkimo briaunos, tuo labiau mažėja įtempiai lenkimo vietoje.



2.30 pav. Laikiklis su standumo briaunomis

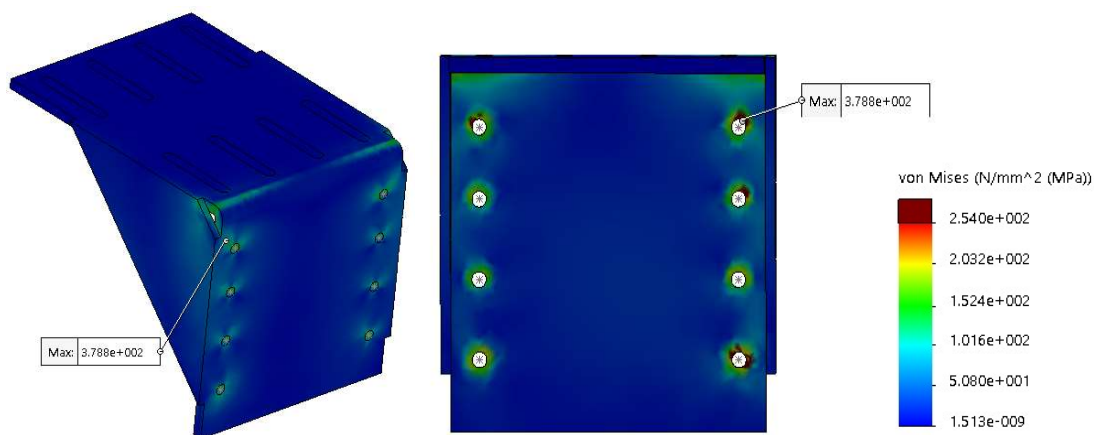


2.31 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje pridėjus standumo briaunas

6 lentelė. Maksimalių įtempimų verčių kitimas priklausomai nuo standumo briaunos matmenų

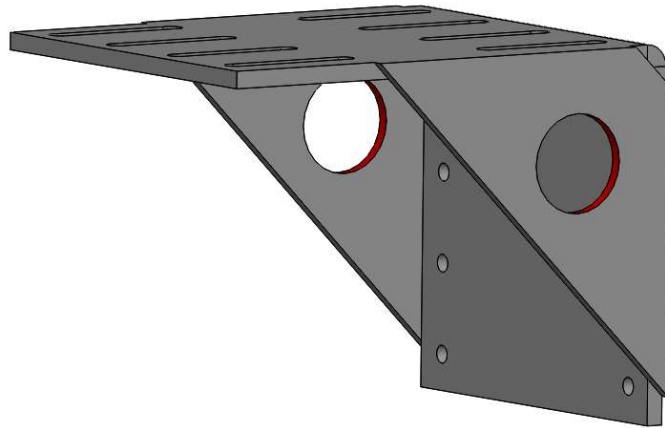
| Standumo briaunos matmenys, mm | Maksimalūs įtempiai, MPa |
|--------------------------------|--------------------------|
| 109x109x10 | 467 |
| 219x219x10 | 408 |
| 234x234x10 | 338 |
| 246x246x10 | 321 |
| 246x246x9 | 349 |
| 246x246x8 | 378 |
| 246x246x5 | 436 |
| 246x246x7 | 401 |

1-4 ir 7-8 atvejais ties lenkimo briauna įtempiai buvo didesni už leistinusius, 5 atveju jau įtempiai neviršijo nustatytos ribos, tačiau buvo pabandyta optimizuoti standumo briaunos storį ir gautas rezultatas (žr. 6 lentelę), kad pakankamas standumo briaunos plotis yra 8 mm (žr. 2.32 pav.).



2.32 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 5 žingsnį

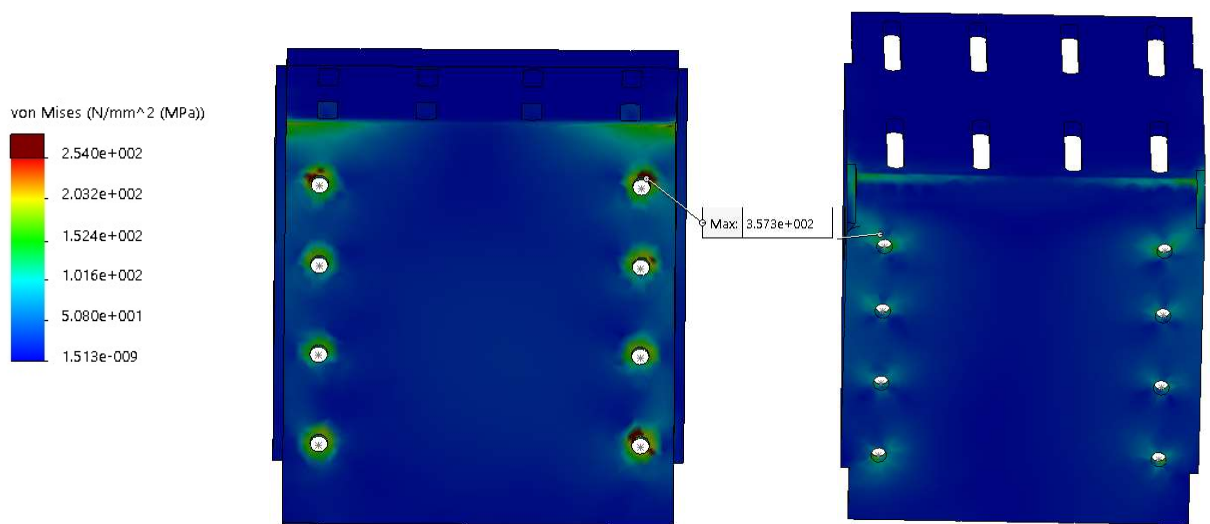
6 žingsnis. Kad detalė būtų lengvesnė, standumo briaunose padaromos išpjovos (žr. 2.33 pav.). Patikrinti atvejai nurodyti 7 lentelėje.



2.33 pav. Laikiklis su išpjovomis standumo briaunose

7 lentelė. Maksimalių įtempimų verčių kitimas priklausomai nuo išpjovos skersmens

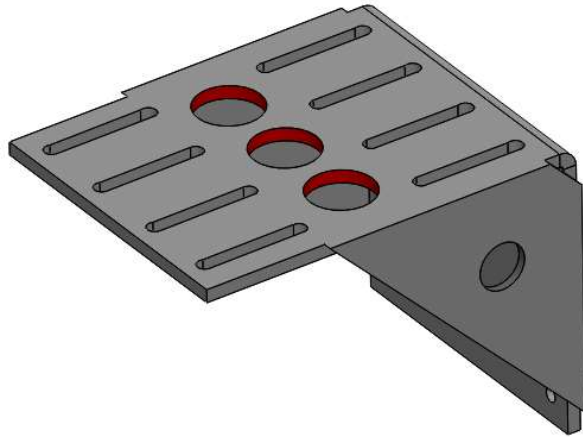
| Išpjovos skersmuo, mm | Maksimalūs įtempiai, MPa |
|-----------------------|--------------------------|
| 100 | 409 |
| 90 | 403 |
| 80 | 398 |
| 70 | 394 |
| 65 | 392 |
| 60 | 390 |
| 50 | 357 |



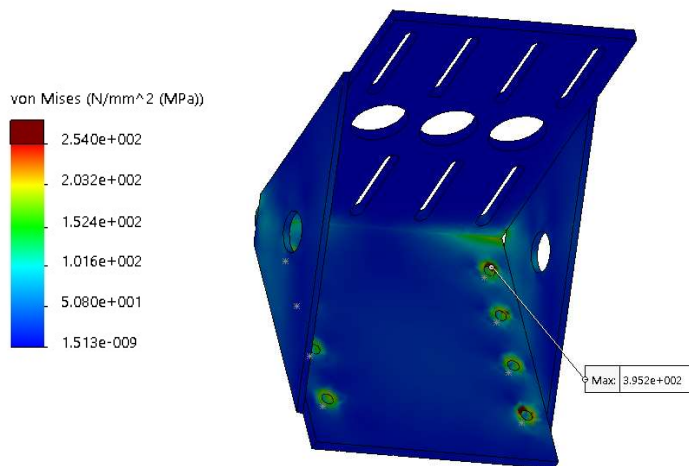
2.34 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 6 žingsnį

Iš 2.34 pav. matome, kad ties lenkimo briauna nebeliko įtempimų didesnių už leistinuosius, todėl priimame, kad išpjovos skersmuo bus 50 mm. Bendra laikiklio masė pridėjus išpjovas sumažėjo 0,5 kg.

7 žingsnis. Horizontaliame paviršiuje padaromos trys 70 mm skersmens išpjovos, kad laikiklis būtų lengvesnis (žr. 2.35 pav.).



2.35 pav. Laikiklis su išpjovomis vertikaliame paviršiuje



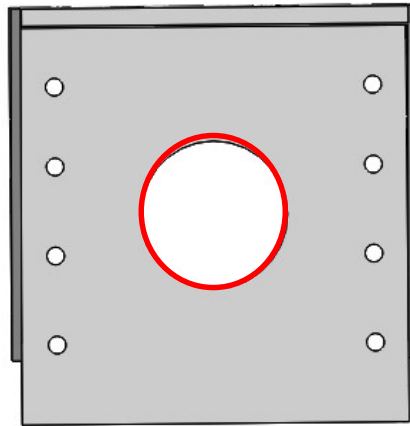
2.36 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 7 žingsnį

Maksimalūs įtempiai padidėjo nežymiai nuo 357 MPa iki 395 MPa, jie kyla kontaktų vietose (žr. 2.36 pav.). Kadangi šiose vietose įtempiai gali būti 4 kartus didesni už leistinuosius, taigi $395\text{MPa} < 1016\text{MPa}$. Išpjovos horizontaliame paviršiuje yra galimos. Bendra laikiklio masė pridėjus išpjovas sumažėjo 1,2 kg.

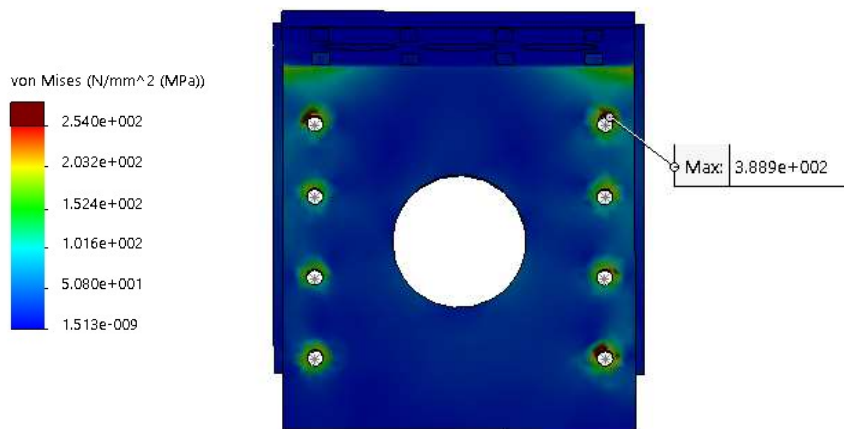
8 žingsnis. Vertikaliame laikiklio paviršiuje padaroma išpjova dėl laikiklio išlengvinimo (žr. 2.37 pav.). Patikrinti atvejai nurodyti 8 lentelėje.

8 lentelė. Maksimalių įtempimų verčių kitimas priklausomai nuo išpjovos skersmens

| Išpjovos skersmuo, mm | Maksimalūs įtempiai, MPa |
|-----------------------|--------------------------|
| 160 | 441 |
| 140 | 455 |
| 120 | 388 |



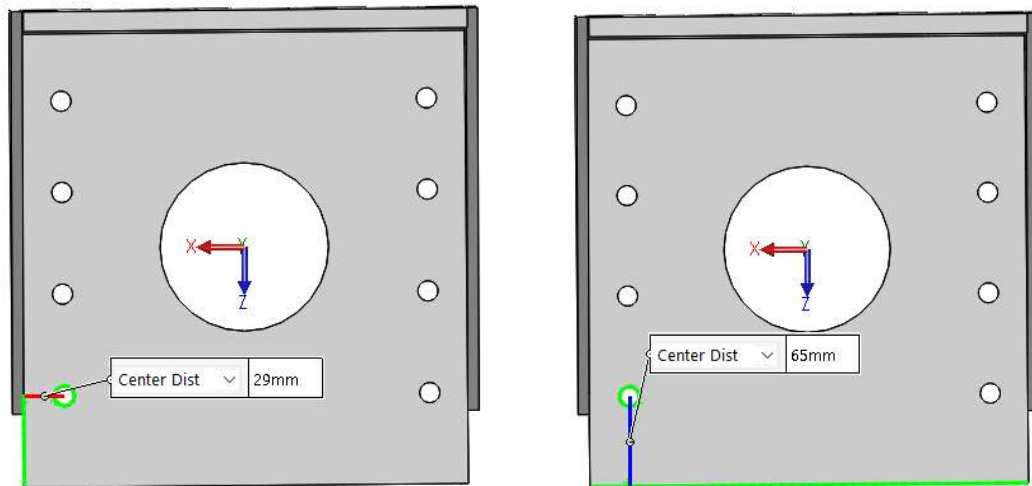
2.37 pav. Laikiklis su išpjova horizontaliame paviršiuje



2.38 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 8 žingsnį

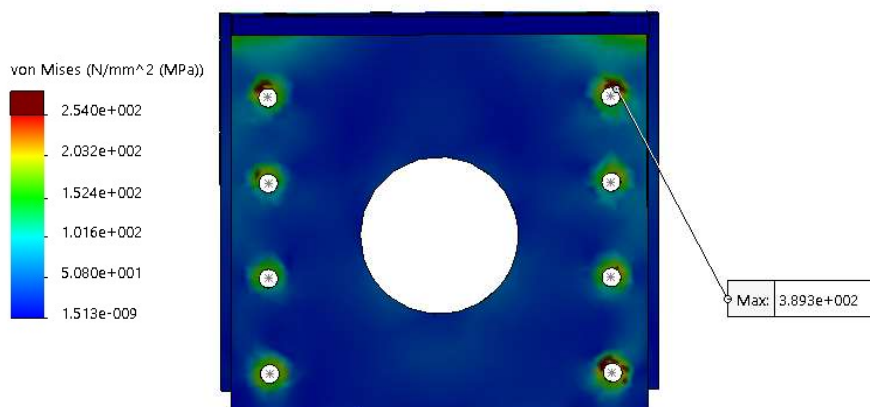
Išpjova numatoma daryti 120 mm skersmens, kadangi tuomet, įtempiai lenkimo briaunoje neviršija leistinųjų (žr. 2.38 pav.). Maksimalūs įtempiai kyla kontaktiniuose paviršiuose ir neviršija leistinųjų. Bendra laikiklio masė pridėjus išpjovą sumažėjo 1,5 kg.

9 žingsnis. Sutrumpinama vertikali laikiklio dalis iš 65 mm į 29 mm (žr 2.39 pav.). Šis žingsnis atliekamas, kad nebūtų nereikalingo medžiagos panaudojimo.



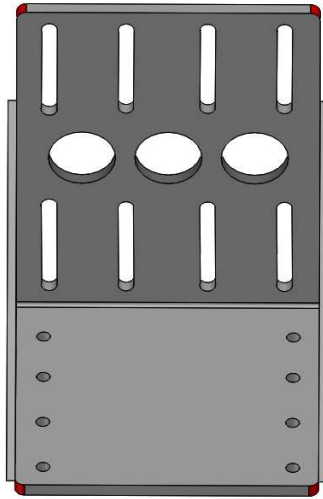
2.39 pav. Laikiklio vertikalios plokštumos sutrumpinimas

Atlikus skaičiavimus matome, kad stiprumas pasikeitė iš 388 MPa į 389 MPa (žr. 2.40 pav.), t.y. padidėjo labai nežymiai. Taigi, šis žingsnis įtakos laikiklio stiprumui neturėjo, toliau naudosime trumpesnę laikiklį. Bendra laikiklio masė sutrumpinus laikiklį sumažėjo 1,9 kg.

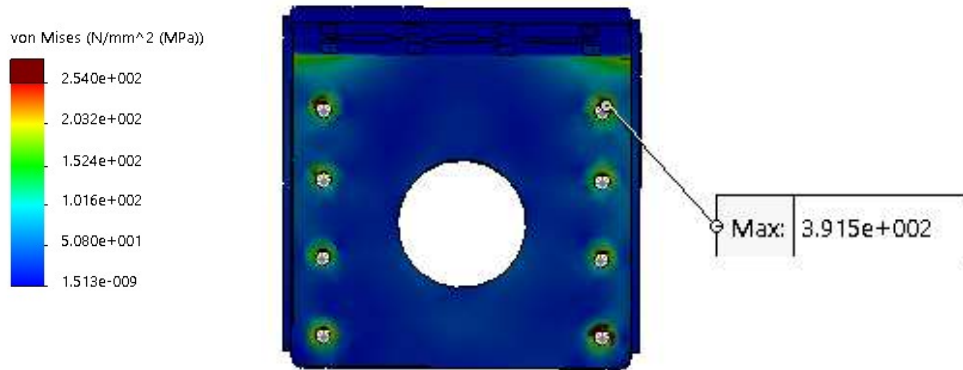


2.40 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 9 žingsnį

10 žingsnis. 10 mm spinduliu užapvalinami vertikalios ir horizontalios plokštumos kampai. Maksimalūs įtempiai padidėja nuo 389 MPa iki 391 MPa (žr. 2.42 pav.), taigi kaip ir prieš tai buvusiame žingsnyje įtempiai pasikeitė labai nedaug, todėl darome prielaidą, kad šis žingsnis stiprumui įtakos neturi, tačiau užapvalinus kampus neliks aštrių briaunų, dėl kurių padidėtų galimybė susižeisti montuojant/transportuojant šią detalę (žr. 2.41 pav.).



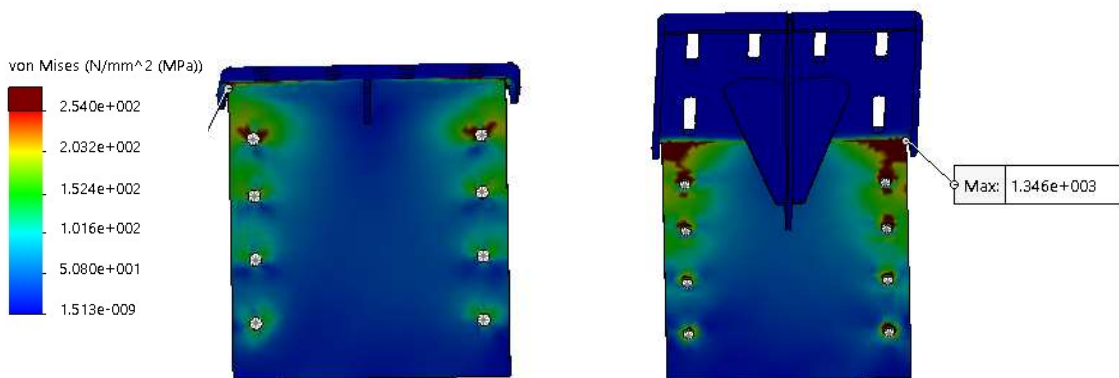
2.41 pav. Laikiklis su užapvalintais kampais



2.42 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 10 žingsnį

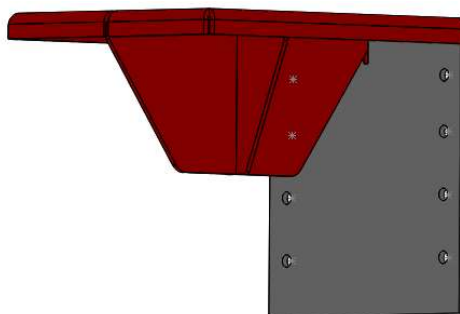
2.4.5. Laikiklio optimizavimas 3,6 sekundę

Keltuvui kylant, ties 3,6 s laikiklyje maksimalūs įtempiai kyla ties lenkimo briauna ir vertikaloje plokštėje (žr. 2.43 pav.).

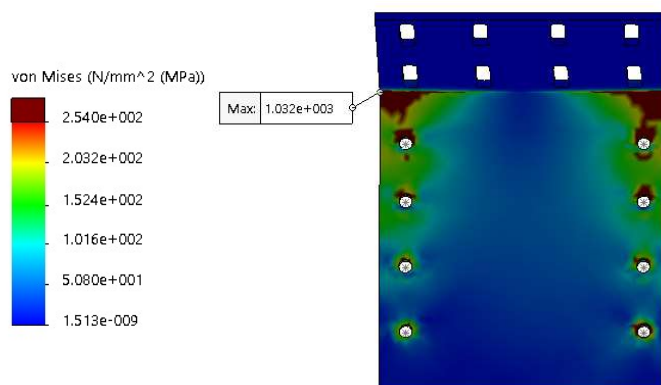


2.43 pav. Įtempimų pasiskirstymas prieš laikiklio optimizavimą 3,6 s

1 žingsnis. Iš rezultatų gautų optimizuojant laikiklį 0s matome, kad galime pašalinti standumo briaunas, horizontalaus paviršiaus užlenkimus ir išpjovas skirtas standumo briaunų įtvirtinimui (žr. 2.44 pav.).



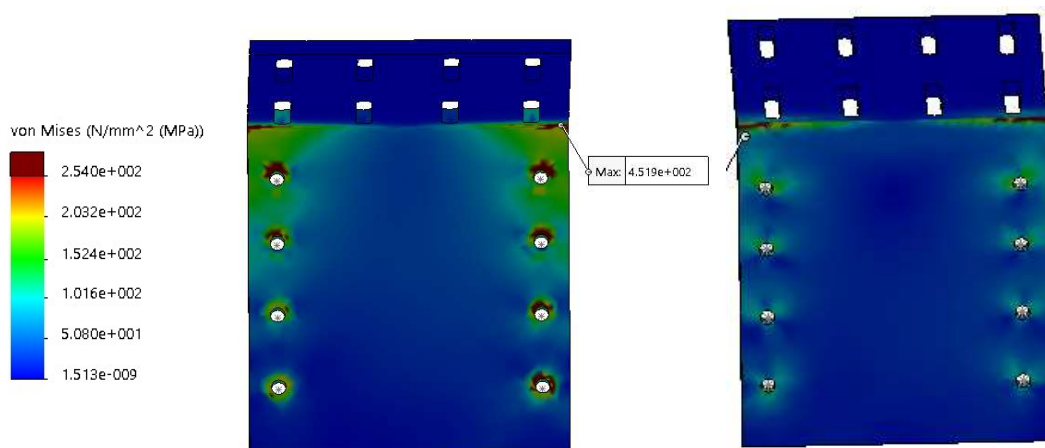
2.44 pav. Pašalinti komponentai



2.45 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 1 žingsnį

Iš 2.45 pav. matome, kad maksimalūs įtempimai sumažėjo nuo 1346 MPa iki 1032 MPa.

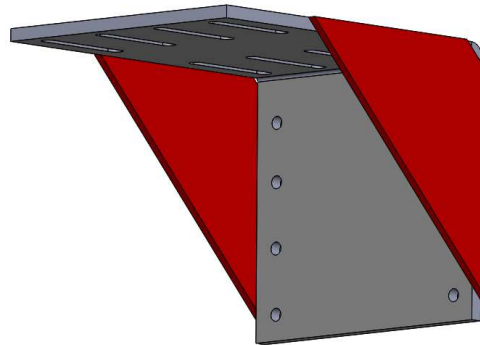
2 žingsnis. Pakeičiamas plokštelės storis iš 8 mm į 14 mm ir vidinis lenkimo spindulys į 4 mm.



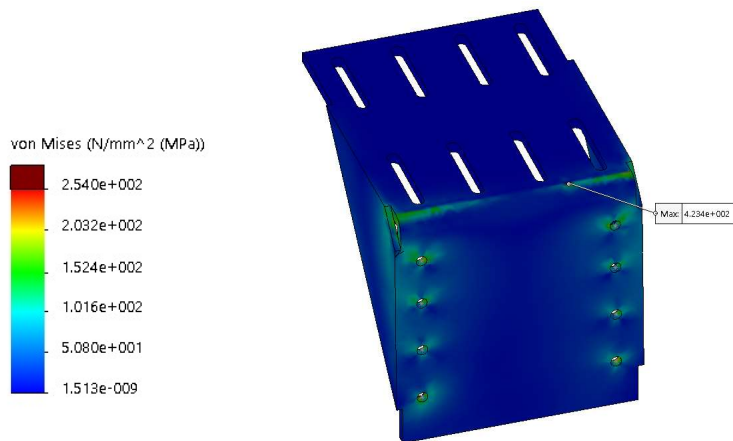
2.46 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 2 žingsnį

Iš 2.46 pav. matome, kad maksimalūs įtempimai sumažėjo nuo 1032 MPa iki 451 MPa.

3 žingsnis. Pridedamos standumo briaunos, kurių matmenys : 246x246x8 mm (žr. 2.47 pav.).
Maksimalūs įtempiai 423 MPa, jie veikia lenkimo briauną ir yra didesni už leistinuosius įtempimus (žr. 2.48 pav.). Matome, kad reikalingas sekantis žingsnis – dar padidinti lankstino storį.

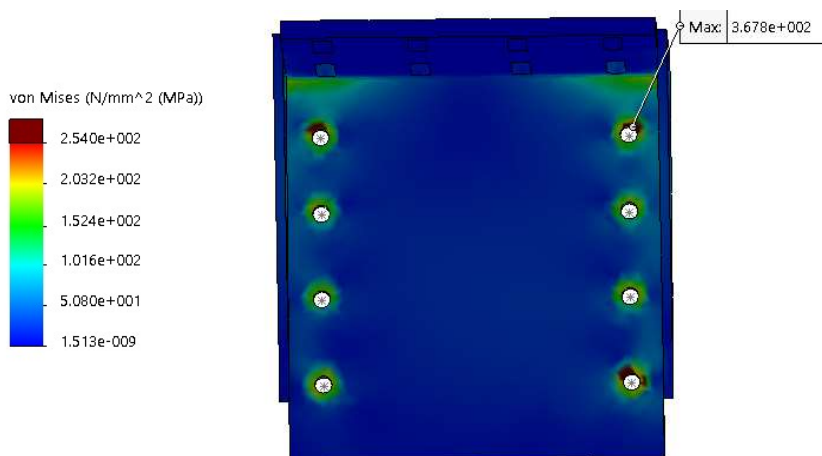


2.47 pav. Laikiklis su standumo briaunomis



2.48 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 3 žingsnį

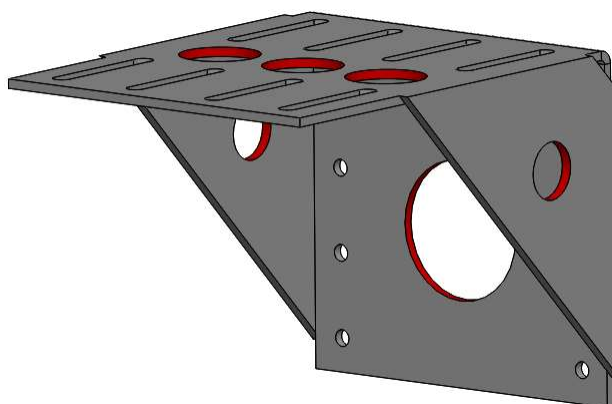
4 žingsnis. Lankstinio storis keičiamas iš 14 mm į 15 mm.



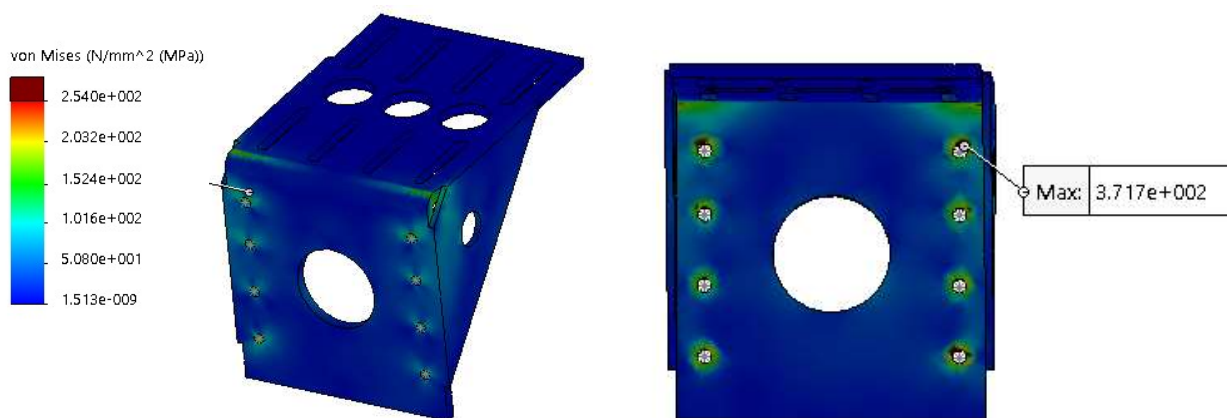
2.49 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 4 žingsnį

Iš 2.49 pav. matome, kad maksimalūs įtempiai (367 MPa) veikia kontaktų vietose, o nebe lenkimo briaunoje.

5 žingsnis. Horizontaliame lankstiniame paviršiuje padaromos trys 70 mm skersmens išpjovos, vertikaliame laikiklio paviršiuje padaroma išpjova 120 mm skersmens ir standumo briaunose padaromos 50 mm skersmens išpjovos – visos jos padaromos dėl laikiklio išlengvinimo (žr. 2.50 pav.).



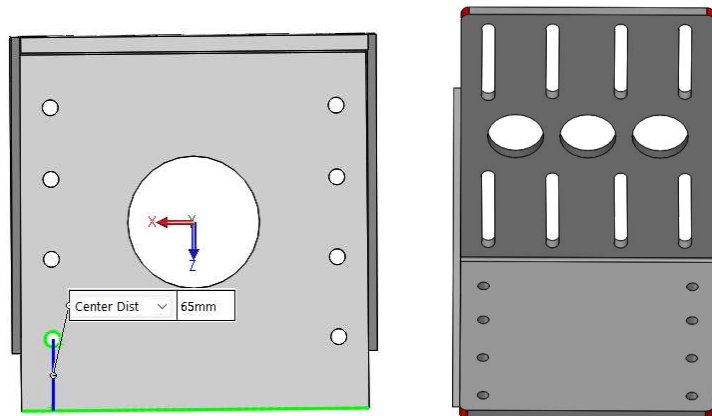
2.50 pav. Laikiklis su išlengvinimo kiaurymėmis



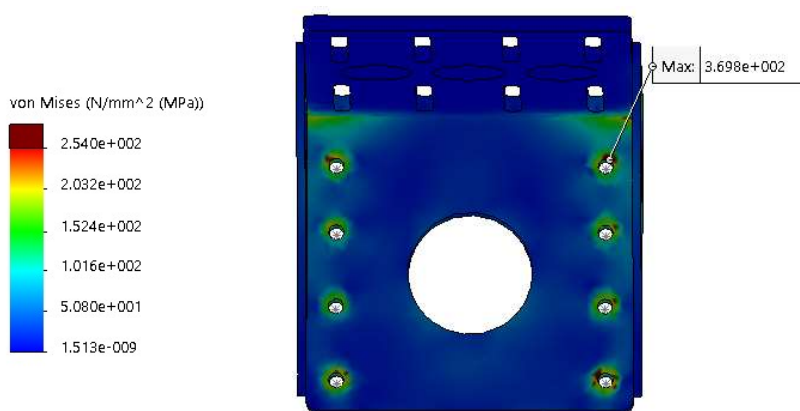
2.51 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 5 žingsnį

Maksimalūs įtempiai šiek tiek padidėja (371 MPa), tačiau išlieka kontaktiniame paviršiuje ir neviršija leistinųjų įtempimų (žr. 2.51 pav.). Bendra laikiklio masė pridėjus išpjovas sumažėjo 2,9 kg.

6 žingsnis. Sutrumpinama laikiklio vertikali dalis 36 mm ir 10 mm spinduliu užapvalinami horizontalaus ir vertikalaus paviršių kampai.



2.52 pav. Pakeitimai atlikti 6 žingsnyje

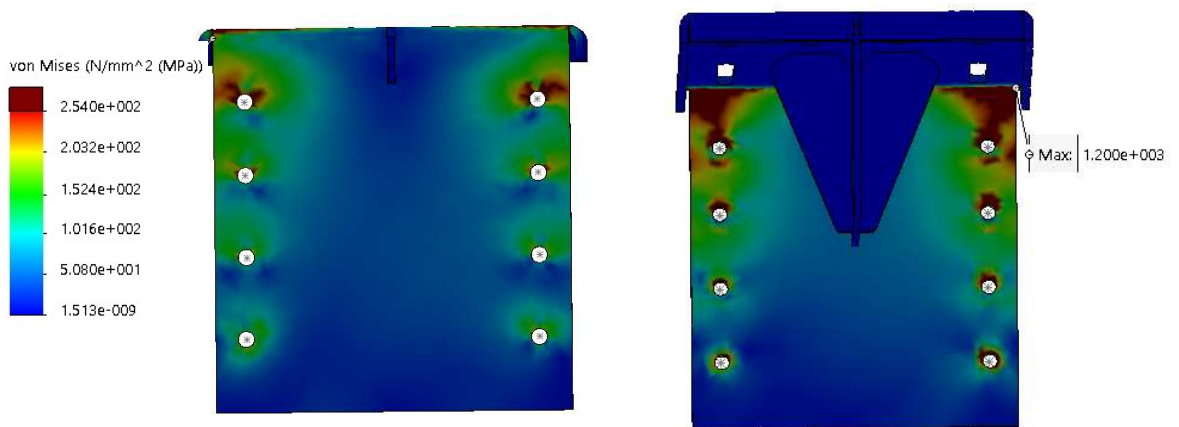


2.53 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 6 žingsnį

Maksimalūs įtempiai lygūs 369 MPa (žr. 2.44 pav.), jie veikia toje pačioje kontakto vietoje kaip ir 5 žingsnyje. Bendra laikiklio masė pridėjus išpjovas sumažėjo 1,6 kg.

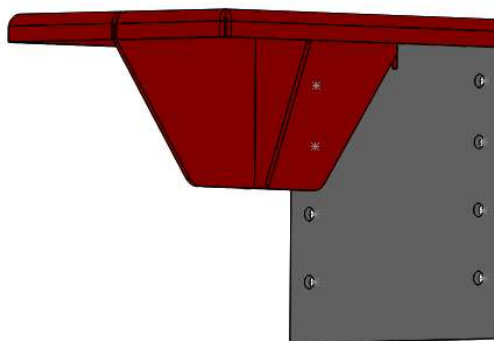
2.4.6. Laikiklio optimizavimas 5,52 sekunde

Keltuvo laikiklyje maksimalūs įtempiai kyla ties lenkimo briauna ir vertikaloje plokštėje (žr. 2.54 pav.). Įtempimai viršija leistinuosius (1200 MPa > 254 MPa).

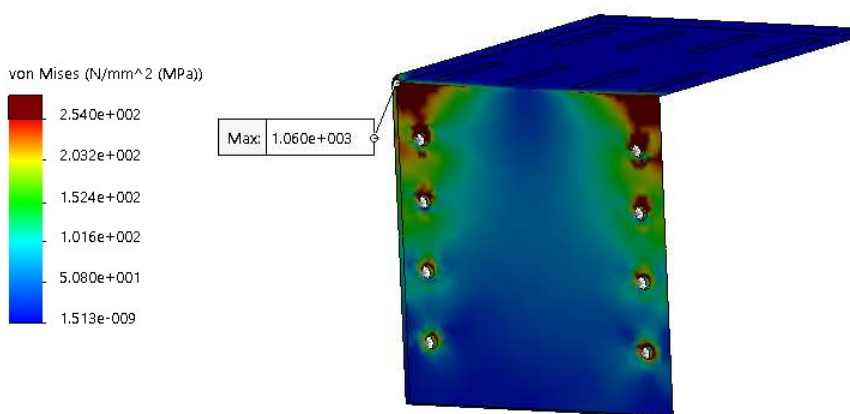


2.54 pav. Įtempimų pasiskirstymas prieš laikiklio optimizavimą 5,52 s

1 žingsnis. Pašalinamos standumo briaunos, horizontalaus paviršiaus užlenkimai ir išpjovos skirtos standumo briaunų įtvirtinimui (žr. 2.55 pav.).



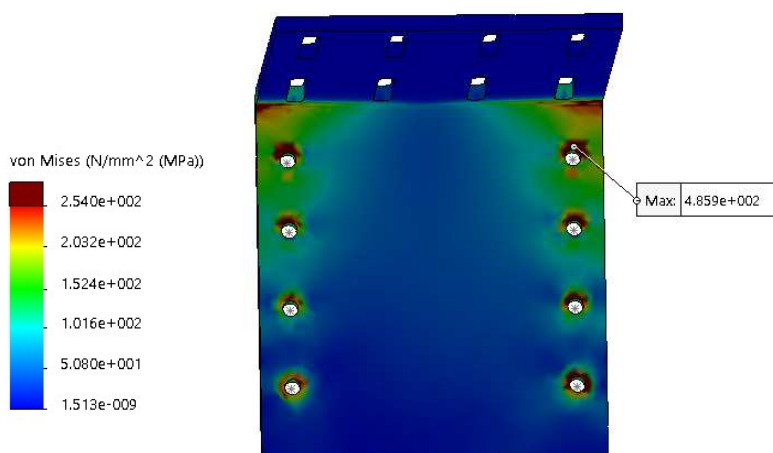
2.55 pav. Pašalinti komponentai



2.56 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 1 žingsnį

Iš 2.56 pav. matome, kad maksimalūs įtempiai sumažėjo nuo 1200 MPa iki 1060 MPa.

2 žingsnis. Pakeičiamas plokštelės storis iš 8 mm į 14 mm ir vidinis lenkimo spindulys į 4 mm.



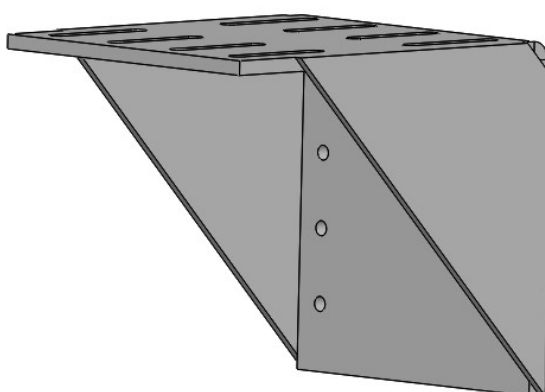
2.57 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 2 žingsnį

Iš 2.57 pav. matome, kad maksimalūs įtempiai sumažėjo nuo 1060 MPa iki 485 MPa. Įtempiai ties lenkimo briauna išliko viršijantys leistinuosius, todėl reikalingas sekantis žingsnis – standumo briaunų pridėjimas.

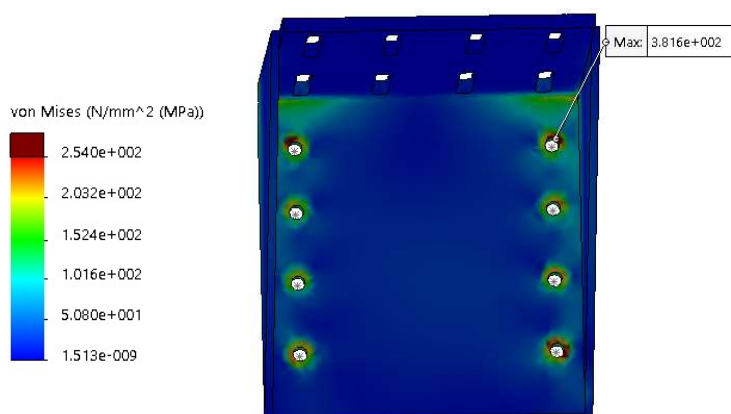
3 žingsnis. Standumo briaunų pridėjimas (žr. 2.58 pav.). Patikrinti atvejai nurodyti 9 lentelėje.

9 lentelė. Maksimalių įtempimų verčių kitimas priklausomai nuo standumo briaunos matmenų

| Standumo briaunos matmenys, mm | Maksimalūs įtempiai, MPa |
|--------------------------------|--------------------------|
| 246x246x8 | 403 |
| 253x253x8 | 375 |
| 304x304x8 | 381 |



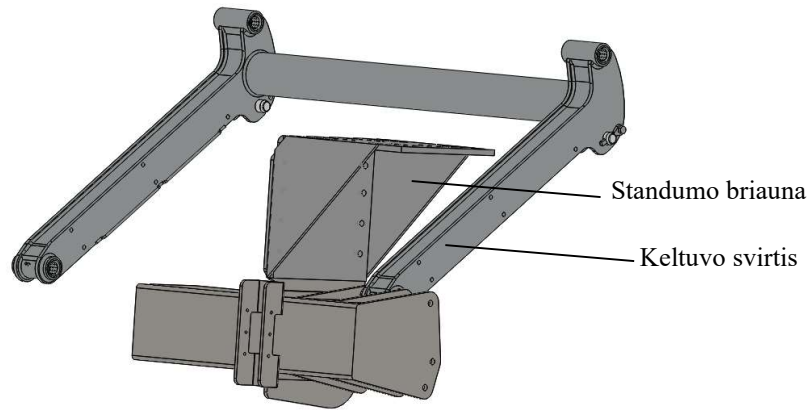
2.58 pav. Laikiklis su standumo briaunomis



2.59 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 3 žingsnį

Iš 2.59 pav. matome, kad įtempiai nebeviršija nustatytų ribų.

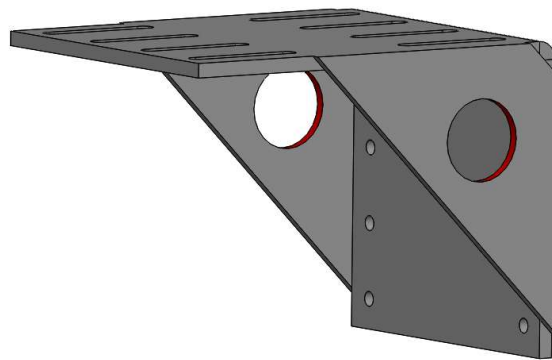
Kadangi standumo briaunos yra plačios, todėl buvo atliktas patikrinimas ar jos nesikirs su keltuvo svirtimis, kai kėlimo mechanizmas pakils į viršutinę padėtį (žr. 2.60 pav.). Iš šio paveikslo matome, kad lieka tarpas tarp standumo briaunos ir kėlimo svirties, tad galime naudoti tokios konstrukcijos laikiklį.



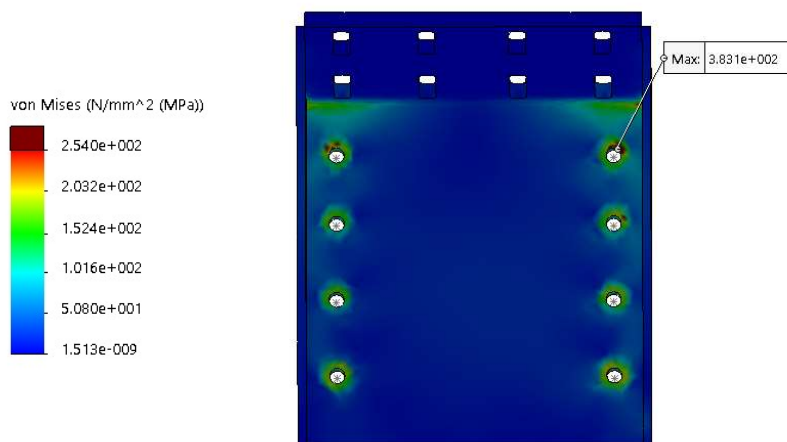
2.60 pav. Patikrinimas

4 žingsnis. Standumo briaunose padaromos 60 mm skersmens išpjovos, dėl detalės bendro svorio (žr. 2.61 pav.).

Maksimalūs įtempiai padarius išpjovas padidėjo nuo 318 MPa iki 383 MPa, tačiau jie veikia kontaktų vietose. Ties lenkimo briauna taip pat neviršijamos nustatytos ribos (žr. 2.62 pav.).



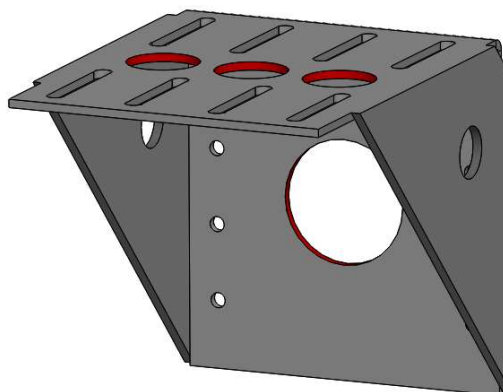
2.61 pav. Laikiklis su kiaurymėmis standumo briaunose



2.62 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 4 žingsnį

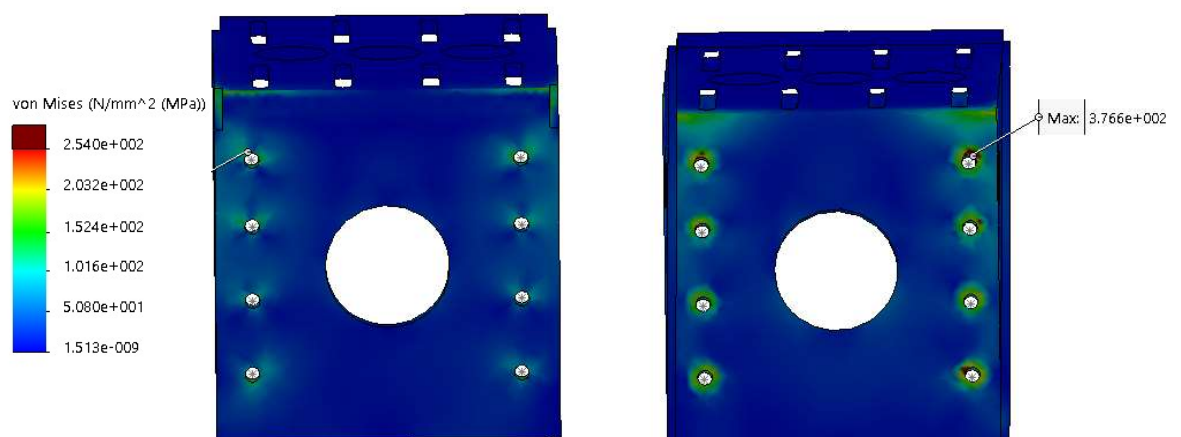
Bendra laikiklio masė pridėjus išpjovas sumažėjo 0,6 kg.

5 žingsnis. Horizontaliame lankstiniame paviršiuje padaromos trys 70 mm skersmens išpjovos, vertikaliame paviršiuje padaroma 120 mm skersmens išpjova (žr. 2.63 pav.).



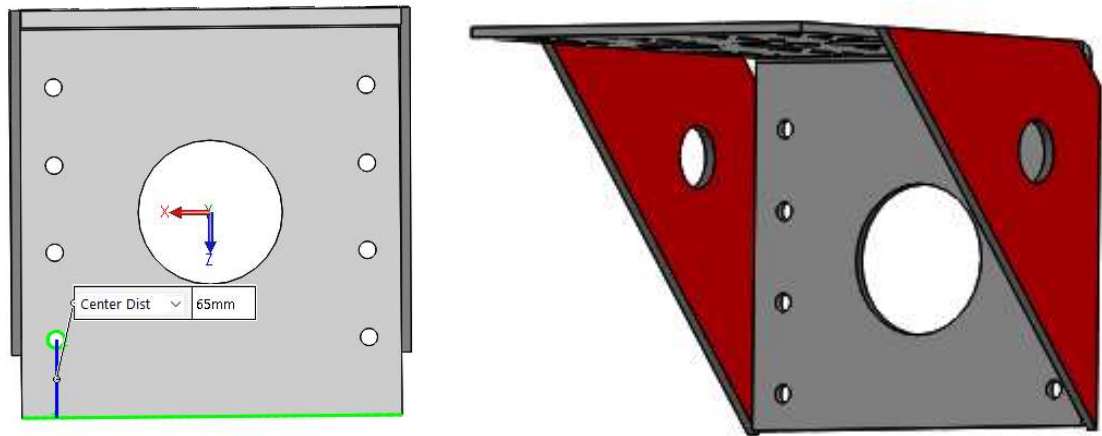
2.63 pav. Pakeitimai atlikti 5 žingsnyje

Maksimalūs įtempiai sumažėjo nežymiai, nuo 383 MPa iki 376 MPa (žr. 2.64 pav.), tačiau detalė tapo lengvesnė. Bendra laikiklio masė pridėjus išpjovas sumažėjo 2,8 kg.

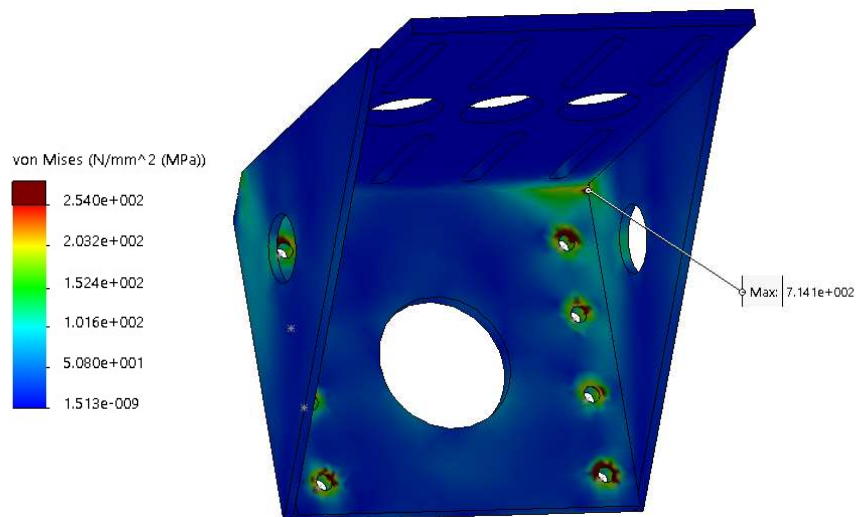


2.64 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 5 žingsnį

6 žingsnis. Sutrumpinama laikiklio vertikali dalis 36 mm. Dėl to, pasikeičia ir standumo briaunos matmenys iš 304x304x8 į 304x272x8 (žr. 2.65 pav.). Bendra laikiklio masė sutrumpinus laikiklį sumažėjo 1,6 kg.



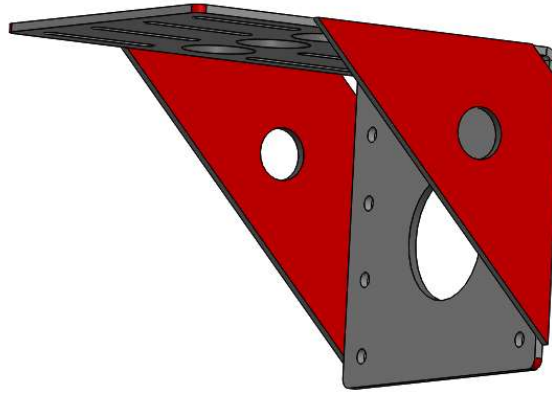
2.65 pav. Pakeitimai atlikti 6 žingsnyje



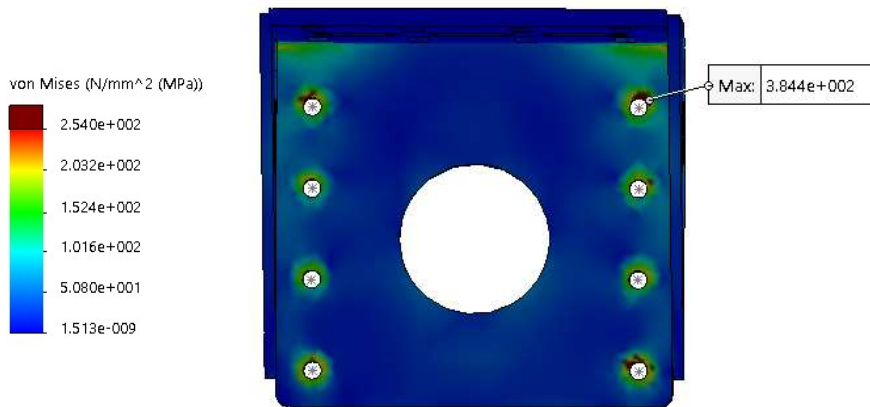
2.66 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 6 žingsnį

Iš 2.66 pav. matyti, kad lenkimo briaunos kampe kyla maksimalūs įtempiai (714 MPa), kurie viršija leistinuosius, pastorinus lenkimo briaunas maksimalūs įtempiai yra 638 MPa, tad lieka tik storinti lankstinį.

7 žingsnis. Keičiamas lankstinio storis iš 14 mm į 15 mm, atraminės briaunos sumažinamos, vietoje 304x304x8 mm tampa 246x246x8 mm (padaromos tokios pat, kokios panaudotos ankstesniuose skaičiavimuose) ir užapvalinami 10 mm spinduliu vertikalaus ir horizontalaus paviršių kampai (žr. 2.67 pav.). Maksimalūs įtempiai gaunami kontakto vietoje (384 MPa), kituose paviršiuose jie taip pat neviršija leistinųjų (žr. 2.68 pav.).



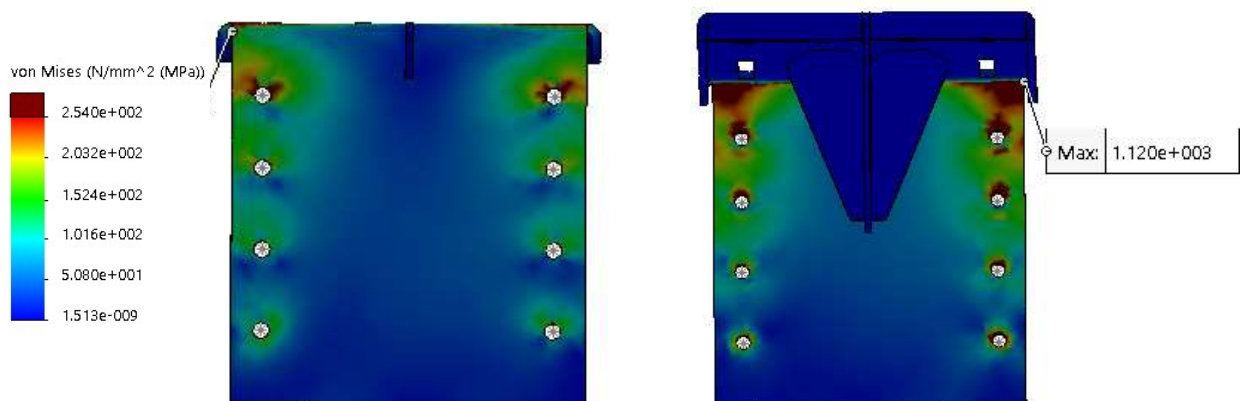
2.67 pav. Pakeitimai atlikti 7 žingsnyje



2.68 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 7 žingsnį

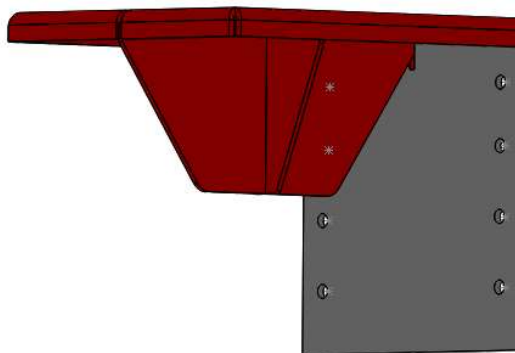
2.4.7. Laikiklio optimizavimas 10-ą sekundę

Keltuvo laikiklyje maksimalūs įtempiai kyla ties lenkimo briauna ir vertikaloje plokštėje, kaip ir ankstesniais atvejais (žr. 2.69 pav.). Kylantys įtempimai – 1120 MPa.

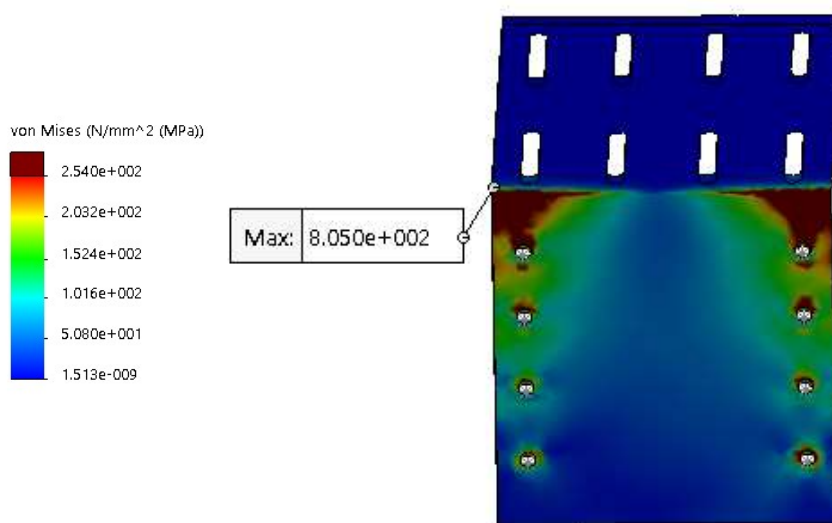


2.69 pav. Įtempimų pasiskirstymas prieš laikiklio optimizavimą 10 s

1 žingsnis. Pašalinamos standumo briaunos, horizontalaus paviršiaus užlenkimai ir išpjovos skirtos standumo briaunų įtvirtinimui (žr. 2.70 pav.).



2.70 pav. Pašalinti komponentai



2.71 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 1 žingsnį

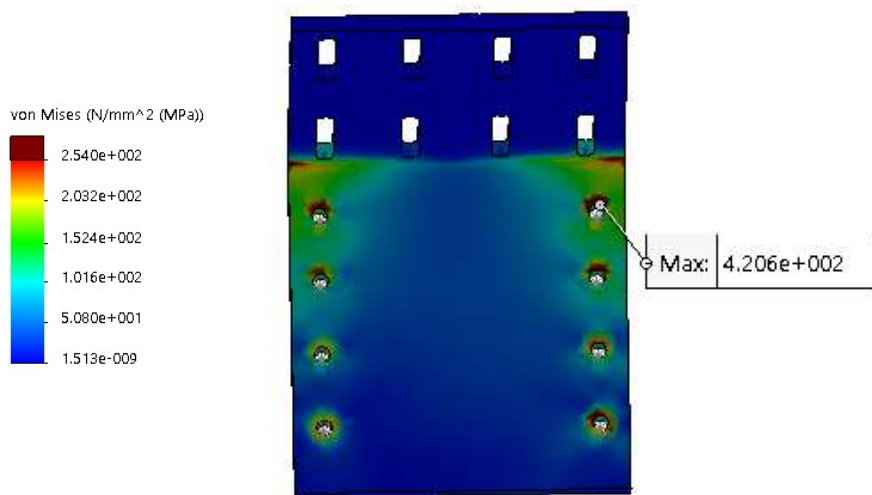
Iš 2.71 pav. matome, kad maksimalūs įtempiai sumažėjo nuo 1120 MPa iki 805 MPa.

2 žingsnis. Pagal pirmame žingsnyje gautus rezultatus matome, jog vertikaliuosiuose kampuose susidaro įtempiai didesni už leistinuosius (žr. 2.71 pav.), todėl yra keičiamas vidinis lenkimo spindulys ir didinamas lankstinio storis (žr. 10 lentelę).

10 lentelė. Maksimalių įtempimų verčių kitimas priklausomai nuo lankstinio storio

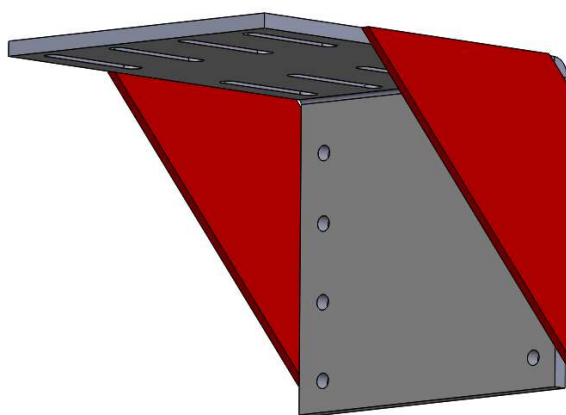
| Lankstinio storis, mm | Lenkimo spindulys, mm | Maksimalūs įtempiai, MPa |
|-----------------------|-----------------------|--------------------------|
| 14 | 4 | 868 |
| 15 | 3 | 446 |
| 15 | 4 | 420 |
| 15 | 5 | 423 |

Taigi numatome, kad vidinis lenkimo spindulys bus 4 mm, o lankstinio storis 15 mm. Įtempiai veikiantys laikiklį viršija leistinuosius lenkimo briaunos kampuose (žr. 2.72 pav.), todėl sekantis žingsnis standumo briaunų pridėjimas.

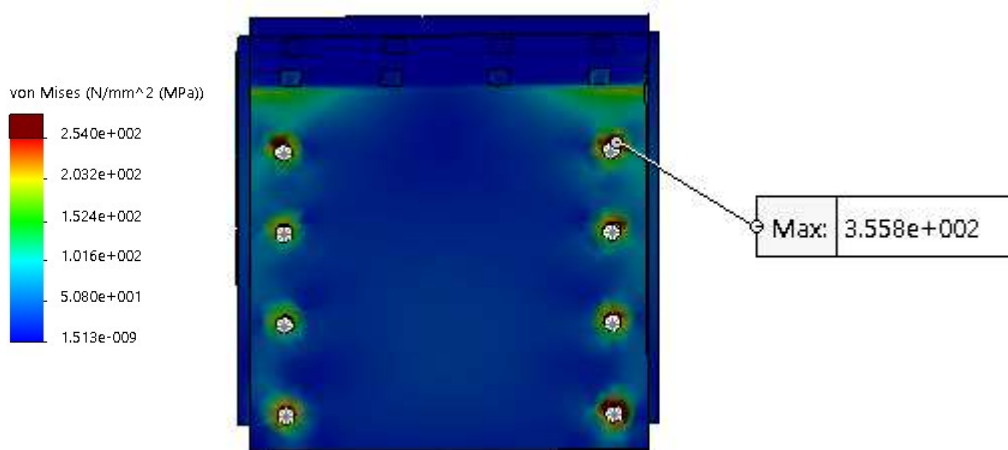


2.72 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 2 žingsnį

3 žingsnis. Pridedamos standumo briaunos 246x246x8 (žr. 2.73 pav.). Laikiklį veikiantys įtempiai sumažėjo nuo 420 MPa iki 355 MPa. Laikiklyje kylantys įtempiai nebeviršija nustatytų leistinųjų ribų (žr. 2.74 pav.).

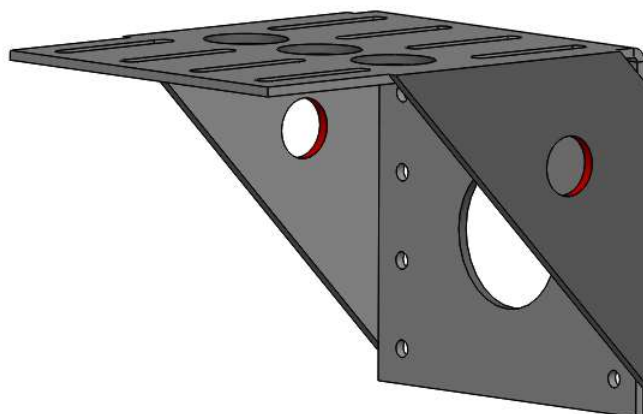


2.73 pav. Laikiklis su standumo briaunomis



2.74 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 3 žingsnį

4 žingsnis. Kad detalė būtų lengvesnė, standumo briaunose padaromos išpjovos (žr. 2.75 pav.).

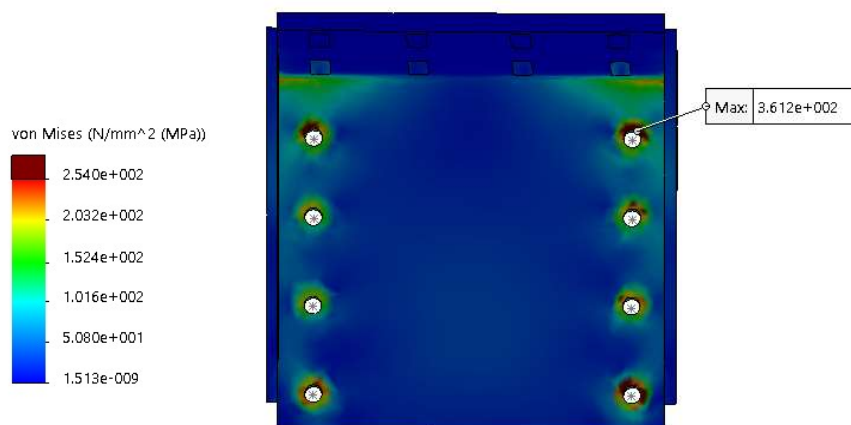


2.75 pav. Laikiklis su išpjovomis standumo briaunose

Patikrinti atvejai nurodyti 11 lentelėje.

11 lentelė. Maksimalių įtempimų verčių kitimas priklausomai nuo išpjovos skersmens

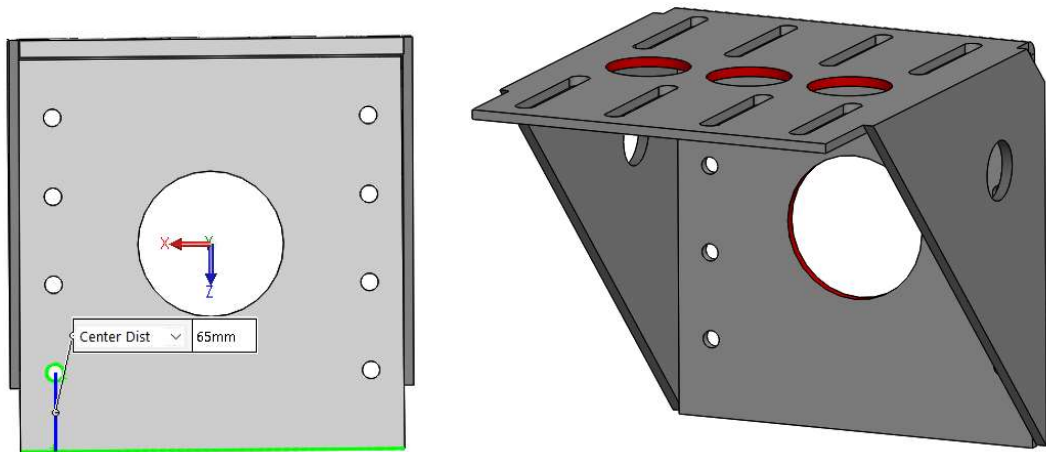
| Išpjovos skersmuo, mm | Maksimalūs įtempiai, MPa |
|-----------------------|--------------------------|
| 60 | 360 |
| 70 | 361 |
| 80 | 359 |



2.76 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 4 žingsnį

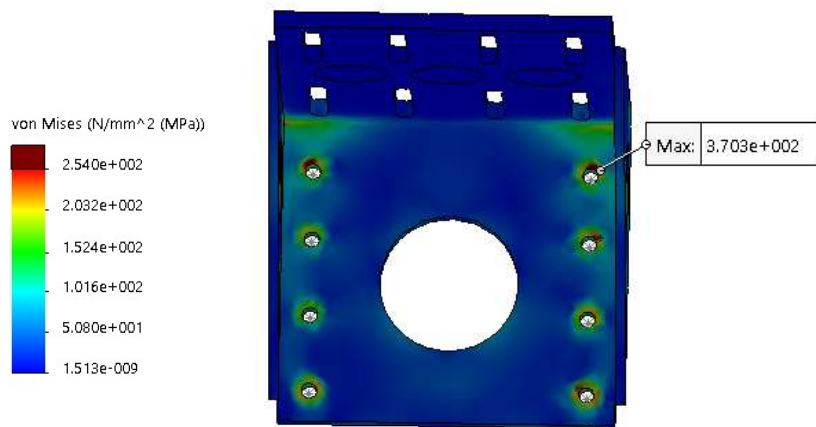
Iš 2.76 pav. matome, kad ties lenkimo briauna nebeliko įtempimų didesnių už leistinuosius, todėl priimame, kad išpjovos skersmuo bus 70 mm. Naudojant didesnę išpjovą, įtempiai lenkimo briaunoje, viršijo leistinuosius. Bendra laikiklio masė pridėjus išpjovas sumažėjo 0,6 kg.

5 žingsnis. Padaromos trys 70 mm skersmens išpjovos vertikaliame paviršiuje, viena 130 mm skersmens horizontaliame paviršiuje ir šis paviršius sutrumpinamas nuo 65 mm iki 29 mm (žr. 2.77 pav.).



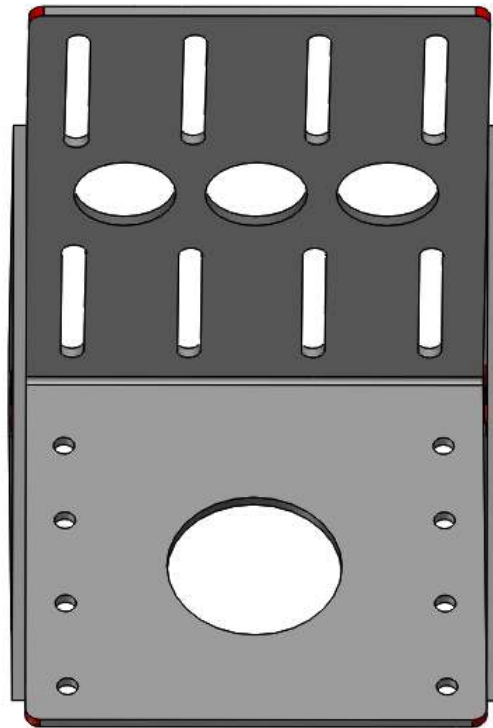
2.77 pav. Pakeitimai atlikti 5 žingsnyje

Iš 2.78 pav. matome, jog įtempiai neviršija leistinųjų. Bendra laikiklio masė pridėjus išpjovas sumažėjo 4 kg.



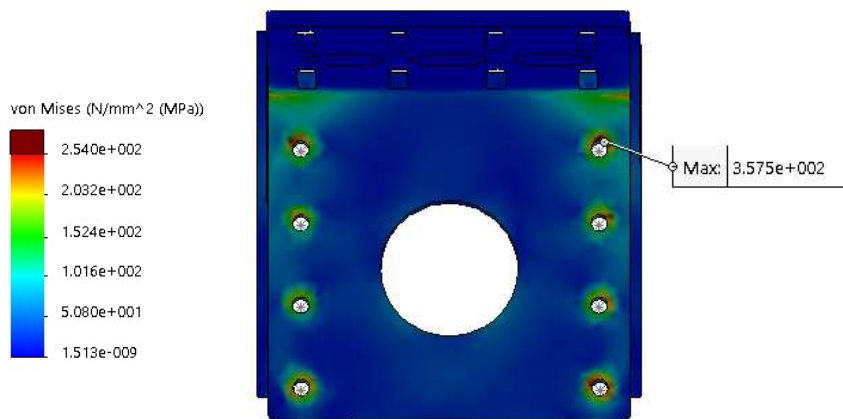
2.78 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 5 žingsnį

6 žingsnis. 10 mm spinduliu užapvalinami horizontalaus ir vertikalaus paviršių kampai (žr. 2.79 pav.).



2.79 pav. Laikiklis su užapvalintais kampais

Iš 2.80 pav. matome, kad užapvalinus kampus įtempiai sumažėja nuo 370 MPa iki 357 MPa, t.y. neviršija nustatytų ribų ($1016 \text{ MPa} < 254 \text{ MPa}$).



2.80 pav. Įtempimų pasiskirstymas laikiklyje atlikus 6 žingsnį

Optimizavimo rezultatai pavojingais laiko momentais pateikti 12 lentelėje. Juos sudėjus gauname galutinį laikiklio variantą, jo parametrai nurodyti 13 lentelėje.

12 lentelė. Optimizavimo etapų rezultatai

| Laiko momentas, s | Lakšto storis, mm | Vidinis lenkimo spindulys, mm | Standumo briaunų matmenys, mm | Išpjovų standumo briaunose skersmuo, mm | Išpjovų horizontaliame paviršiuje skersmuo, mm | Išpjovos vertikaliame paviršiuje skersmuo, mm | Užapvalinimo spindulys, mm |
|-------------------|-------------------|-------------------------------|-------------------------------|---|--|---|----------------------------|
| 0 | 14 | 4 | 246x246x8 | 50 | 70 | 120 | 10 |
| 3,6 | 15 | 4 | 246x246x8 | 50 | 70 | 120 | 10 |
| 5,52 | 15 | 4 | 246x246x8 | 60 | 70 | 120 | 10 |
| 10 | 15 | 4 | 246x246x8 | 70 | 70 | 130 | 10 |

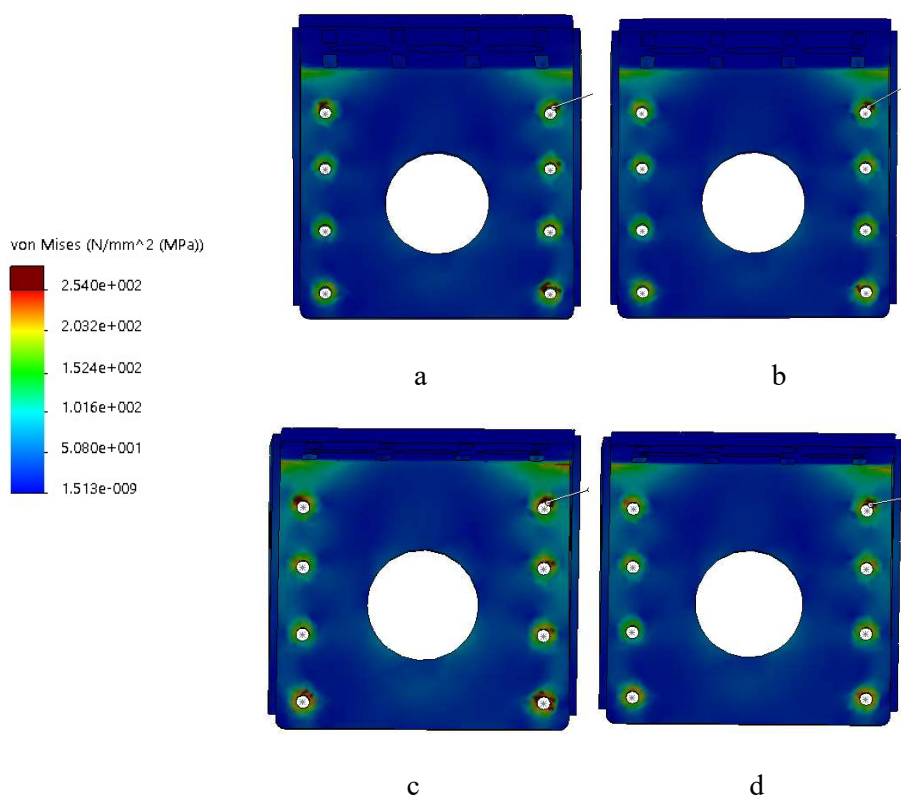
13 lentelė. Galutinio laikiklio varianto matmenys

| Lakšto storis, mm | Vidinis lenkimo spindulys, mm | Standumo briaunų matmenys, mm | Išpjovų standumo briaunose skersmuo, mm | Išpjovų horizontaliame paviršiuje skersmuo, mm | Išpjovos vertikaliame paviršiuje skersmuo, mm | Užapvalinimo spindulys, mm |
|-------------------|-------------------------------|-------------------------------|---|--|---|----------------------------|
| 15 | 4 | 246x246x8 | 50 | 70 | 120 | 10 |

Bendra laikiklio masė prieš optimizavimą buvo 26,1 kg, po jo – 21 kg.

2.4.8. Patikrinamieji skaičiavimai

Turint optimizuotą laikiklį, atliekami patikrinamieji skaičiavimai. Visais 4 pavojingais laiko momentais atliekami skaičiavimai su galutine laikiklio versija.



2.81 pav. Įtempių pasiskirstymas laikiklyje :
a – 0 s, b – 3,6 s; c – 5,52 s; d – 10 s.

Iš 2.81 pav. matome, kad laikiklio paviršiuose ir kontaktų vietose įtempiai neviršija leistinųjų ir galima šį laikiklį naudoti keltuvo montažui ant važiuoklės.

14 lentelė. Pradinį ir galutinį laikiklį veikiantys įtempiai pavojingais laiko momentais

| Laiko momentas, s | Įtempiai pradiniame laikiklyje ties lenkimo briauna, MPa | Įtempiai optimizuotame laikiklyje ties lenkimo briauna, MPa | Įtempiai pradiniame laikiklyje kontakto vietoje, MPa | Įtempiai optimizuotame laikiklyje kontakto vietoje, MPa |
|--------------------------|---|--|---|--|
| 0 | 1078 | 243 | 831 | 358 |
| 3,6 | 1346 | 227 | 1024 | 368 |
| 5,52 | 1200 | 251 | 952 | 379 |
| 10 | 1120 | 248 | 889 | 356 |

Maksimalūs įtempiai ties lenkimo briauna, lyginant su pradiniu variantu, sumažėjo daugiau nei 4 kartus, o kontaktų vietose apie 2,5 karto (žr. 14 lentelę).

Išvados

1. Hidrauliniam keltuvui keliant 2500 kg krovinį nuo žemiausios padėties (0 sekundė) iki aukščiausios padėties (10 sekundė) nustatytos pavojingiausios, laikiklį veikiančios apkrovos, veiks šiais laiko momentais: 0 s; 3,6 s; 5,52 s ir 10 s. 0 sekundę laikiklį veikianti atstojamoji apkrova $|R_{\Sigma x|t=0}| = 26 \text{ N}$ ir $|R_{\Sigma z|t=0}| = 15,4 \text{ kN}$, 3,6 sekundę – $|R_{\Sigma x|t=3,6}| = 6 \text{ N}$ ir $|R_{\Sigma z|t=3,6}| = 15,4 \text{ kN}$, 5,52 sekundę – $|R_{\Sigma x|t=5,52}| = 8 \text{ N}$ ir $|R_{\Sigma z|t=5,52}| = 15,4 \text{ kN}$, 10 sekundę – $|R_{\Sigma x|t=10}| = 9 \text{ N}$ ir $|R_{\Sigma z|t=10}| = 15,4 \text{ kN}$.
2. Nustatyta, kad didžiausias įtempių intensyvumas (vonMizes) kylantis pradinės konstrukcijos laikiklyje 0; 3,6; 5,52 ir 10 sekundę atitinkamai yra: 1078; 1346; 1200 ir 1120 MPa. Optimizuotos konstrukcijos laikiklyje didžiausias įtempių intensyvumas kylantis 0; 3,6; 5,52 ir 10 sekundę atitinkamai yra: 391; 369; 384 ir 357 MPa. Atlikus laikiklio optimizavimą įtempių intensyvumas laikiklyje vidutiniškai sumažėjo apie 3,2 karto.
3. Nustatytas laikiklio optimalus vidinis lenkimo spindulys, kurio vertė lygi 4 mm. Gauta, kad optimalaus vidinio lenkimo spindulio dydis nepriklauso nuo lakšto storio.
4. Tik pakeitus laikiklio topologiją (pridėjus standumo briaunas) buvo pasiekta, kad įtempių intensyvumas neviršijo leistinųjų. Standumo briaunas padidinus nuo 109x109x10 iki 246x246x8 įtempiai veikiantys laikiklyje sumažėja 1,2 karto (nuo 467 MPa iki 378 MPa).
5. Pradinėje laikiklio konstrukcijoje labiausiai apkrautos sritys buvo ties vidiniu lenkimo spinduliu (šioje srityje įtempiai gauti daugiau nei 4 kartus didesni lyginant su optimizuoto laikiklio konstrukcijoje veikiančiais įtempiais) ir vietose, kuriose kontaktuoja laikiklis su tvirtinimo varžtais (šioje srityje įtempiai gauti 2,5 karto didesni nei optimizuoto laikiklio konstrukcijoje). Po optimizavimo gautoje laikiklio konstrukcijoje labiausiai apkrautos sritys gautos laikiklio tvirtinimo su varžtais kontaktų vietose.

Literatūros sąrašas

1. *Puspriekabės* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2020-04-02]. Prieiga per : https://www.cargobull.com/lt/Puspriekabes-S.KO-COOL_25_197.html
2. *ZEPRO standartiniai keltuvai* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2020-04-02]. Prieiga per : <https://www.directindustry.com/prod/zepro/product-88523-1140181.html>
3. *Structural optimization of automotive chassis: theory, set up, design* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2019-12-09]. Prieiga per : <https://pdfs.semanticscholar.org/a797/d57606cff439a108ebca3cef9029608af89f.pdf>
4. *Geometry Optimization of Automobile Chassis-A Review* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2019-12-09]. Prieiga per : https://www.academia.edu/28047420/Geometry_Optimization_of_Automobile_Chassis-A_Review
5. *Shape optimization of Automobile Chassis* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2019-12-09]. Prieiga per : https://www.researchgate.net/publication/314984199_Shape_Optimization_of_Automobile_Chassis
6. *Torsional stiffness and weight optimization of a real bus structure* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2020-02-15]. Prieiga per : <https://link.springer.com/article/10.1007/s12239-010-0006-4>
7. *Optimization of Three Wheeler Chassis by Linear Static Analysis* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2020-02-15]. Prieiga per : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785317315286>
8. *Strength Optimization for Kaolin Reinforced Epoxy Composite Using Taguchi Method* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2020-02-15]. Prieiga per : https://www.researchgate.net/publication/283901082_Strength_Optimization_for_Kaolin_Reinforced_Epoxy_Composite_Using_Taguchi_Method
9. *Design and structural analysis of heavy vehicle chassis frame made of composite material by varying reinforcement angles of layers* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2020-03-05]. Prieiga per : <http://technicaljournalonline.com/ijaers/VOL%20I/IJAERS%20VOL%20I%20ISSUE%20II%20JANUARY%20MARCH%202012/IJAERS%2059.pdf>
10. *Design of Electric Vehicle Racing Car Chassis using Topology Optimization Method* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2020-03-09]. Prieiga per : https://www.researchgate.net/publication/313260859_Design_of_Electric_Vehicle_Racing_Car_Chassis_using_Topology_Optimization_Method
11. *Structural Design and Optimization of Commercial Vehicles Chassis under Multiple Load Cases and Constraints* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2020-03-09]. Prieiga per : https://www.researchgate.net/publication/330206821_Structural_Design_and_Optimization_of_Commercial_Vehicles_Chassis_under_Multiple_Load_Cases_and_Constraints
12. *Mėlynasis vadovas : dėl gaminių reglamentuojančių ES taisyklių įgyvendinimo* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2020-03-30]. Prieiga per : <https://www.vdi.lt/AtmUploads/Melynasisvadovas.pdf>
13. *Baigtinių elementų metodas* [interaktyvus]. [Žiūrėta 2020-04-05]. Prieiga per : <http://ppf.ktu.lt/vaiciulis/paskaitos/sdkm/sdkm-02.01.pdf>
14. MIKUCKIS, Feliksas. *Medžiagų atsparumas : mokomoji knyga* [interaktyvus]. Kaunas : Lietuvos žemės ūkio universitetas, 2008 [žiūrėta 2020-04-05]. ISBN 978-9955-896-36-4. Prieiga per : https://zua.vdu.lt/wp-content/uploads/2019/07/medziagu_atsparumas2.pdf

15. SolidWorks corporation. *SolidWorks Education Edition Getting Started*. Massachusetts, 2002, pp. 279.
16. ZEPRO Z tipo keltuvai [interaktyvus]. [Žiūrėta 2020-04-02]. Prieiga per : <https://www.hiab.com/en/zepro/products/Tail-lifts/ZEPRO/Products-zepro/zepro-z-150020002500/>
17. ŽILIUKAS, Antanas. *Medžiagų mechanika : vadovėlis aukštųjų mokyklų studentams* [interaktyvus]. Kaunas : Technologija, 2004 [žiūrėta 2020-04-02]. ISBN 9955-09-729-9. Prieiga per : <https://www.ebooks.ktu.lt/eb/135/medziagu-mechanika/>