



Karelia-ammattikorkeakoulu  
Insinööri (AMK)

# Betoniaseman vaakajärjestelmän kannatinlaitteiston FEM-analyysi

Valtteri Laukkanen

Opinnäytetyö, toukokuu 2025

[www.karelia.fi](http://www.karelia.fi)



**OPINNÄYTETYÖ**  
**Toukokuu 2025**  
**Konetekniikan koulutus**

Tikkarinne 9  
80200 JOENSUU  
+358 13 260 600

**Tekijä**  
Valtteri Laukkanen

**Nimeke**  
Betoniaseman vaakajärjestelmän kannatinlaitteiston FEM-analyysi

**Toimeksiantaja**  
Tecwill Oy

**Tiivistelmä**

Opinnäytetyön tarkoituksena oli tarkastella betoniaseman kiviaineksen väliastian ja sen kannatinlaitteiston kestävyyttä Finite Element Method (FEM)-analyysin avulla. Työn toimeksiantajana toimi Tecwill oy. Tarkastelluiksi kuormiksi valittiin käytön aikaiset sekä kuljetuksen aiheuttamat kuormitukset. Työn tuloksia oli tarkoitus käyttää uuden tyyppisen betoniaseman suunnittelutyössä.

Opinnäytetyön kirjallisuuskatsaus ja teoriaosuus perustui lujuuslaskennan ja FEM-analyysin perusteisiin. Käytetty malli luotiin ja analyysi suoritettiin CAD Creo 6.0 mallinnusohjelmalla. FEM-analyysissä käytetyt kuormitukset ja tarkistuslaskemat tehtiin manuaalisesti käsin.

Tuloksena opinnäytetyössä onnistuttiin varmentamaan, että väliastian osalta rakenteeseen oli tarvetta tehdä muutoksia. Kannatinlaitteisto taas oli tarpeeksi vahva kestäämään kuljetuksen aiheuttamat kuormitukset. Opinnäytetyön lopputulokset ilmoitettiin toimeksiantajalle, joiden perusteella järjestelmälle voidaan tehdä tarvittavat muokkaukset ennen kuin järjestelmä siirretään tuotantoon.

**Kieli**  
suomi

Sivuja 51  
Liitteet 2  
Liitesivumäärä 4

**Asiasanat**  
lujuuslaskenta, FEM, analyysi



**THESIS**  
**May 2025**  
**Degree Programme in Mechanical Engineering**

Tikkarinne 9  
80200 JOENSUU  
FINLAND  
+ 358 13 260 600

Author  
Valtteri Laukkanen

Title  
FEM Analysis of the Support Structure of the Weighing System of a Concrete Plant

Commissioned by  
Tecwill Oy

The purpose of the thesis was to examine the structural strength of the intermediate hopper and its supporting structure of a concrete plant using Finite Element Method (FEM) analysis. The thesis was commissioned by Tecwill Oy. The loads were examined including both operational and transportation loads. The results of the work were intended to be used in the design of a new type of concrete plant.

The literature review and the theoretical part of the thesis were based on the fundamentals of strength calculations and FEM analysis. The model used was created and analyzed using the CAD software Creo 6.0. The loads which were used in the FEM analysis and the verification calculations were made manually by hand.

As a result, the thesis successfully confirmed that structural modifications were necessary for the intermediate hopper. On the other hand, the supporting structure was strong enough to endure the loads caused by transportation. The results of the thesis were reported to the commissioning company. According to the results the necessary modifications can be made to the system before it is transferred to production.

Language  
Finnish

Pages 51  
Appendices 2  
Pages of Appendices 4

Keywords  
strength calculation, Finite Element Method, analysis

# Sisältö

1	Johdanto .....	5
1.1	Työn lähtökohta .....	5
1.2	Tecwill oy .....	5
1.3	Opinnäytetyön rajaus ja tavoitteet.....	8
2	Betoniasema .....	10
3	Rasitustekijät .....	11
3.1	Lujuusoppi .....	11
3.1.1	Veto ja puristus .....	13
3.1.2	Taivutus .....	15
3.1.3	Leikkaus .....	16
3.1.4	Vääntö .....	18
3.1.5	Nurjahdus .....	19
3.1.6	Kiepahdus.....	21
3.1.7	Lommahdus.....	22
3.2	Dynamiikan peruslait .....	23
3.3	Kuljetuksen aiheuttamat rasitukset .....	24
3.4	3D-mallinnus ja Finite Element Method .....	26
4	FEM-analyysi .....	28
4.1	Malli .....	28
4.1.1	Väliastia .....	28
4.1.2	Kannatinlaitteisto .....	30
4.2	Rakenteen materiaali .....	32
4.2.1	Rakenneteräs .....	32
4.2.2	Käytettävät pultit .....	33
4.3	Tuennat ja kontaktit .....	34
4.3.1	Väliastia .....	34
4.3.2	Kannatinlaitteisto .....	34
4.4	Kuormat .....	35
5	Tulokset .....	36
5.1	Kuormitustapaus: väliastian staattinen kuormitus .....	36
5.2	Kuormitustapaus: hidastuvuus.....	40
5.3	Kuormitustapaus: keskipakoisvoima .....	43
5.4	Kuormitustapaus: pystysuuntainen dynaaminen kuormitus .....	46
5.5	Tarkistuslaskemat.....	48
6	Pohdinta.....	48
	Lähteet.....	50

## Liitteet

Liite 1 Kuormat

Liite 2 Tarkistuslaskelmat

# 1 Johdanto

## 1.1 Työn lähtökohta

Opinnäytetyön tarkoituksena oli tarkastella betoniaseman kiviaineksen väliastian ja sen kannatinlaitteiston kestävyyttä siihen kohdistuvien kuormitusten aikana. Opinnäytetyön toimeksiantajana toimii Tecwill oy. Väliastia ja sen kannatinlaitteisto muodostavat yhden betoniaseman monista vaakajärjestelmistä. Vaakajärjestelmän laskennan perusteina käytettiin käytön- ja kuljetuksen aiheuttamia voimia kannatinlaitteistoon ja väliastiaan.

Opinnäytetyön teoriapohja perustui lujuuslaskennan ja Finite Element Method (FEM)-laskenta-analyysin yleisiin piirteisiin ja toiminnallisuuksiin. Lisäksi teoriaosuudessa käsiteltiin, kuinka FEM-laskentaa sovelletaan tuotekehitysprosessissa. Työn toteutusvaiheessa tarkasteltiin kannatinlaitteiston kestävyyttä FEM-analyysin avulla. Opinnäytetyön toimeksianto annettiin tammikuussa 2024. Työ aloitettiin helmikuussa ja työn alustava valmistumisaikataulu on asetettu vuoden 2025 toukokuun loppuun. Opinnäytetyö oli osa uuden betoniasematyyppin suunnitteluprosessia.

## 1.2 Tecwill oy

Tecwill oy on betoniasemien ja ohjausjärjestelmien valmistaja. Yritys kuvailee itseään kansainväliseksi betonin valmistusteknologian edelläkävijäksi ja suunnannäyttäjäksi. Tecwill oy perustettiin vuonna 1994. Ajatus yrityksestä syntyi asiakkaan ongelmasta: betoniaseman perustaminen itse paikalla kesti liian kauan ja tuotti näin ollen viivästyksiä ja kuluja. Tähän ratkaisuna kehitettiin tehtaalla valmiiksi asennettu, testattu ja helposti siirrettävä betoniasemakonsepti. Yrityksen tytäryhtiö, Tecwill Polska, perustettiin Puolaan vuonna 2004. (Tecwill oy 2024a.) Tecwill oy:n historian tärkeät vuodet on kuvattu kuviossa 1.

## Tecwill historiaa

- 1994 Viljo Ryhänen perusti yrityksen
- 1997 Ensimmäinen vientikauppa Norjaan
- 1998 Ensimmäinen vientikauppa Venäjälle
- 2001 Osallistuttiin ensimmäistä kertaa kansainvälisille BAUMA-rakennuskonemessuille Münchenissä
- 2004 Perustettiin tytäryritys Puolaan (Tecwill Polska)
- 2008 Joensuuhun valmistuivat uudet toimisto- ja tuotantotilat
  - Merkittävä virstanpylväs betoniasemien kokoonpanossa
- 2012 Timo Ryhänen aloitti toimitusjohtajana
- 2013 Lanseerattiin Arcamix-betoniasema
- 2015 Otettiin käyttöön LEAN ajattelu- ja johtamisfilosofia
- 2018 Kehitettiin itseoppiva tekoälypohjainen algoritmi annostelun ja punnituksen ohjaukseen

Kuvio 1. Tecwill oy:n historian tärkeitä vuosia (Tecwill oy 2024a).

Tecwill oy tarjoaa lähes kymmenen valmiin asematyypin lisäksi asiakkaan tarpeisiin räätälöityjä betoniasemia, jotka suunnitellaan ja valmistetaan sopimaan juuri asiakkaan toimituskohteisiin. Yrityksen betoniasemat on kehitetty erityisen vaativiin sääolosuhteisiin, ja niitä myydään ympäri maailmaa. Yrityksen monipuolinen palveluliiketoiminta keskittyy varmistamaan, että asiakkaan investointi on mahdollisimman hyödyllinen ja tehokas. (Tecwill oy 2024a.) Kuvassa 1 on esitelty Tecwill oy:n valmistava konttirakenteinen Super Arcamix-betoniasema.



Kuva 1. Merikonttimitoitukseen perustuva Super Arcamix betoniasema (Tecwill oy, 2024b).

Muita Tecwill oy:n omia tuotekehityksen kohteita ovat esimerkiksi itseoppiva tekoälyyn pohjautuva annostelu- ja punnitusalgoritmi, kiviaineksen kosteudenmittausjärjestelmä sekä kiviaineksen ”lentävä” punnitusjärjestelmä. Punnitusjärjestelmä takaa huipputarkan annostelun, oikeat kiviainesmäärät ja tarkat kiviaineksen kosteustiedot. Näin varmistetaan betonin oikea vesi-sementtisuhte, jolloin reseptiin ei ole tarvetta lisätä ylimääräistä sementtiä kompensoimaan epätarkkaa annostelua. (Tecwill oy, 2024a.) Lentävä punnitusjärjestelmä on nähtävillä kuvassa 2.



Kuva 2. Kiviaineksen "lentävä" punnitusjärjestelmä (Tecwill oy, 2024a).

Tecwillin monipuolisen palveluliiketoiminnan tarkoituksena on, että investointi hyödyttää asiakasta mahdollisimman tehokkaasti. Yrityksen toiminta perustuu pitkälliseen käytännön kokemukseen sekä jatkuvaan tuotekehitykseen. Yritys myös palvelee asiakasta kokonaisvaltaisesti laitteen koko elinkaaren ajan, tukien asiakasta varaosissa, huollossa ja laitteen muutostarpeissa. (Tecwill Oy, 2024a.)

### 1.3 Opinnäytetyön rajaus ja tavoitteet

Opinnäytetyön rajaukset tehtiin yhteistyössä toimeksiantajan kanssa. Analyysi toteutettiin FEM-analyysinä ja osa tuloksista varmennettiin käsin laskennalla. Analysoinnissa keskityttiin kannatinlaitteiston ja väliastian kuormituksen kannalta kriittisiin osiin. Kriittisillä osilla tarkoitettiin tässä opinnäytetyössä tarkasteltavan järjestelmän osia, liitoksia ja muita rakennelmia, joihin kohdistui aseman käytön tai kuljetuksen aikana suurin hetkellinen tai

jatkuva kuormitus. Analyysissä käytetty vertailujännitys oli Von Mises - vertailujännitys.

Tässä opinnäytetyössä kriittisiksi osiksi rajattiin käytön aikana nousukuljettimen aiheuttama kuormitus kiviainesvaakaan. Kuljetuksen osalta kriittisiksi osaksi asetettiin järjestelmän kestävyys hidastuvuuden, keskipakoisvoiman ja maanpinnan epätasaisuuksien aiheuttamat kuormitukset. Ajoneuvon ja maanpinnan epätasaisuuksien aiheuttama kuormitus simuloitiin pystysuuntaisena dynaamisena kuormituksena.

Opinnäytetyön laskenta suoritettiin käytön osalta simuloimalla kiviainesta täynnä olevan väliastian aiheuttamat kuormat kannatinlaitteistoon. Kiviaineksen laskennallinen kokonaiskapasiteetti välisastiassa oli  $630 \text{ dm}^3$ . Kuljetuksen aikaista kuormitusta tarkasteltiin ilman kiviaineksen aiheuttamaa massaa. Kuljetuksen aikaisten kuormitusten laskemisessa taas hyödynnettiin ”North American Cargo Securement” -standardin määäämiä kuormanvarmistuksen kestävyuden arvoja.

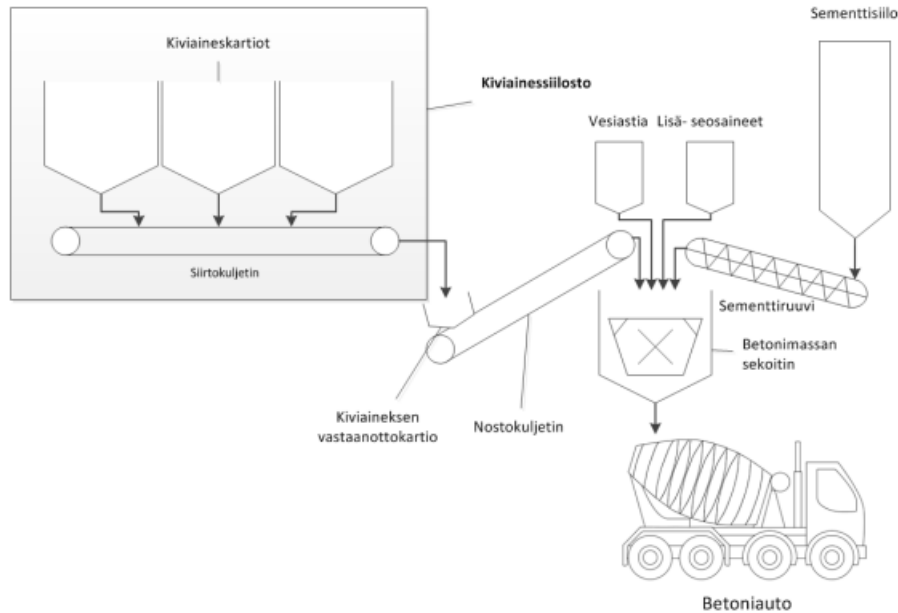
Opinnäytetyössä ei tarkasteltu kiviaineksen väliastian levyosien välisten hitsisaumojen kestävyyttä kiviaineksen painon aiheuttamassa kuormituksessa. Työn ulkopuolelle jätettiin myös väliastian pinnan mahdollinen kuluminen käytön aikana. Rakennelman materiaalin tarkastelu ja mahdollinen laskennallinen analyysi rajattiin yleisiin rakenneteräksiin. Valmistusdokumenttien tuottaminen rajattiin myös opinnäytetyön ulkopuolelle. Väliastiassa ja vaa’assa käytettäviä komponentteja tarkasteltiin ainoastaan niiden laskennallisten analyysien osalta, eikä niiden valintaan otettu opinnäytetyössä muuten kantaa.

Opinnäytetyön tavoitteena oli varmistaa kannatinlaitteiston kestävyys aseman käytön ja kuljetuksen aiheuttamissa kuormituksissa. Tulokset ilmoitettiin Tecwill Oy:lle ja niiden perusteella yritys on mahdollisuus tehdä tarvittavat muutokset kannatinlaitteistoon ennen tuotantoa. Asematyyppi on suunnitteluvaiheessa, joten lujuuslaskenta oli kriittinen osuus betoniaseman suunnitteluprosessia.

## 2 Betoniasema

Betoni on helpon raaka-aineiden saannin ja yksinkertaisen tuotantotekniikan takia maailman käytetyin rakennusmateriaali. Sen ainesosat ovat kiviaines, sementti, vesi sekä erilaiset väriaineet ja pintakäsittely. Nämä luovat muunneltavan ja vaihtelevan kokonaisuuden. Ominaisia piirteitä betonille ovat muun muassa kivimäisyys, karkea rakenne ja karkeus. Betonia pidetään halpana ja arkisena materiaalina, mutta se voi olla myös juhlallinen ja arvokas. Rakentamisessa se edustaa kestävyyttä ja pitkää käyttöikää. Se on ekologinen ja luonnollinen materiaali, joka oikein käytettynä kestää pitkään. (Koivisto 2008, 9.) Tecwillin (2024a) mukaan rakentamisen vaatimukset, kuten esimerkiksi betoninormit, ovat muuttuneet tiukemmiksi.

Betoniaseman tarkoitus on nimensä mukaan valmistaa betonia, mutta kokonaisuus pitää sisällään useita prosesseja. Ignatovin (2012, 10.) mukaan betoniasema koostuu kaikista järjestelmistä, joita käytetään betonin valmistuksessa. Kokonaisuus käsittää raaka-aineiden vastaanoton ja varastoinnin, runkoaineen ja veden lämmityksen, betonin osa-aineiden mittauksen ja annostelun, massan sekoituksen, notkeuden säädön sekä laadunvalvonnan. Kuviossa 2 on esitetty pelkistetty kuva betoniaseman toiminnasta.



Kuvio 2. Betoniaseman toimintakuva (Ignatov 2012, 12).

Opinnäytetyössä tarkasteltava rakenne erosi kuvion 2 mukaisesta, mutta sen toimintaperiaate on samankaltainen. Analysoitavassa mallissa kuvion 2 mukainen nousukuljetin nojasi kiviainesvaakaa vasten, mikä aiheutti kuormitusta kannatinlaitteistoon. Kannatinlaitteisto oli suunniteltu valmistettavan yhteen hitsatuista neliörakenneputkista, mitkä kiinnitettiin betoniaseman runkoon yhteensä kahdeksalla pultilla. Kiviainesvaaka kiinnitettiin rakenneputkirunkoon antureilla, joiden varassa kiviainesvaaka pysyi paikallaan käytön aikana.

### 3 Rasitustekijät

#### 3.1 Lujuusoppi

Hietikon (2013, 20) mukaan kuormituksilla tarkoitetaan kaikenlaista ulkoista momenttia tai voimaa, joka vaikuttaa tutkittavaan kappaleeseen. Hänen mukaansa kuormituksia voi syntyä monista erilaisista lähteistä, kuten paineistetusta kaasusta tai nesteestä, lämpölaajenemisesta, magneettikentistä, painovoimasta, hitausvoimista tai kappaleiden välisistä kontakteista. Tavallisesti

kuormitus johtuu juuri kontakteista toisiin kappaleisiin, jolloin sovelletaan voiman ja vastavoiman perusperiaatetta.

Ulkoisilla kuormituksilla voi vaikuttaa kappaleen olemukseen. Saarineva (1995, 1.2) kertoo, että jos kappaletta kuormittavat ulkoiset voimat, syntyy kappaleessa muodonmuutoksia. Sisäisiä rasituksia syntyy, kun kappaleeseen vaikuttaa voimia kosketus- tai massavoimien muodossa. Kappaleen massavoimia kutsutaan myös vastavaikutusvoimiksi. Esimerkki ulkoisten kuormituksen aiheuttamasta muodonmuutoksesta kuvattu kuvioissa 3 ja 4.



Kuva 3. Taulusieni ennen ulkoista kuormitusta (Santaoja 2021, 45).



Kuva 4. Taulusienen muodonmuutos ulkoisen kuormituksen jälkeen (Santaoja 2021, 45).

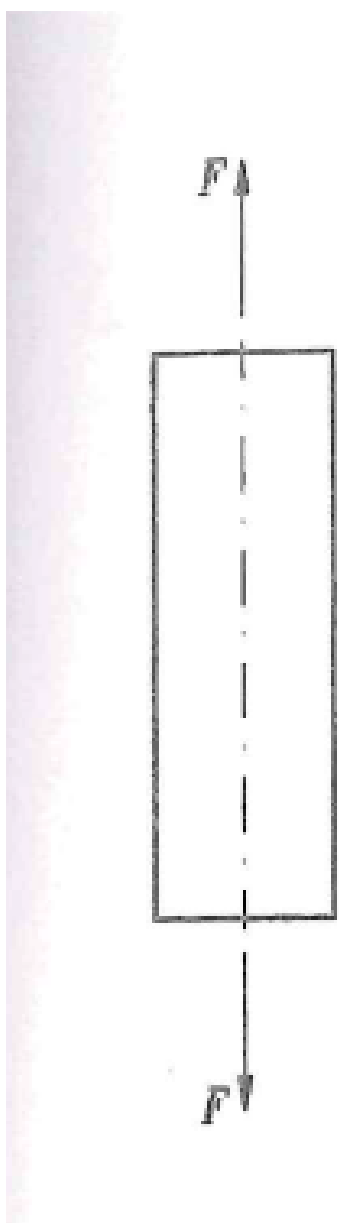
Laskelmissa käytetään peruskuormituksia. Näitä ovat veto, puristus, taivutus, leikkaus ja vääntö. Peruskuormitukset voivat olla staattisia eli ajan suhteen vakioita tai dynaamisia, jolloin ne ovat ajan suhteen vaihtuvia. (Hietikko 2013, 21.)

Muodonmuutoksia voidaan tarkastella myös niin sanotun stabiliteetin näkökulmasta, sillä tietyt kuormitukset ja muodonmuutokset eivät aina vastaa yksiselitteisesti toisiaan. Sama kuormitus voi aiheuttaa erilaisia muodonmuutoksia riippuen muun muassa kappaleen muodosta. Tällöin tärkeää on sekä kuormituksen suuruus että kappaleen muoto. Stabiliteetin kannalta käsiteltäviä tapauksia ovat nurjahdus, kiepahdus ja lommahdus. (Saarineva 1995, 1.6.)

### 3.1.1 Veto ja puristus

Veto- ja puristuskuormituksessa sen päihin vaikuttavan voiman vaikutussuoran täytyy olla sama kuin kappaleen pituussuuntainen akseli. Vaikka vedossa ja puristuksessa on paljon samankaltaisuutta, on niissä myös jonkin verran eroa.

Vetokuormitusta voidaan aina tarkastella samalla tavalla voiman suuruudesta ja kappaleen muodosta huolimatta. Puristuskuormituksessa taas voiman suuruus ja kappaleen muoto määräävät, voidaanko tilannetta tarkastella puristuksena. Tässä tapauksessa aineen lujuus asettaa ylärajan kappaleen rasitukselle vai tulee niin sanottu stabiliteettikysymys, eli esimerkiksi nurjahdus, etualalle. (Saarineva 1995, 4.1) Sauvan vetokuormitus kuvattu kuviossa 3.



Kuvio 3. Sauvan vetokuormitus (Saarineva 1995, 4.1).

Saarinevan (1995, 4.2) mukaan vedon tai puristuksen vaikutuksen alla olevan kappaleen poikkileikkauksen jännityksen suuruuteen vaikuttavat ainoastaan

poikkipinnassa vaikuttava normaalivoima ja poikkipinnan pinta-ala. Jännityksen lauseke voidaan laskea yhtälöllä 1.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$

missä  $\sigma$  = voiman suuntainen normaalijännitys

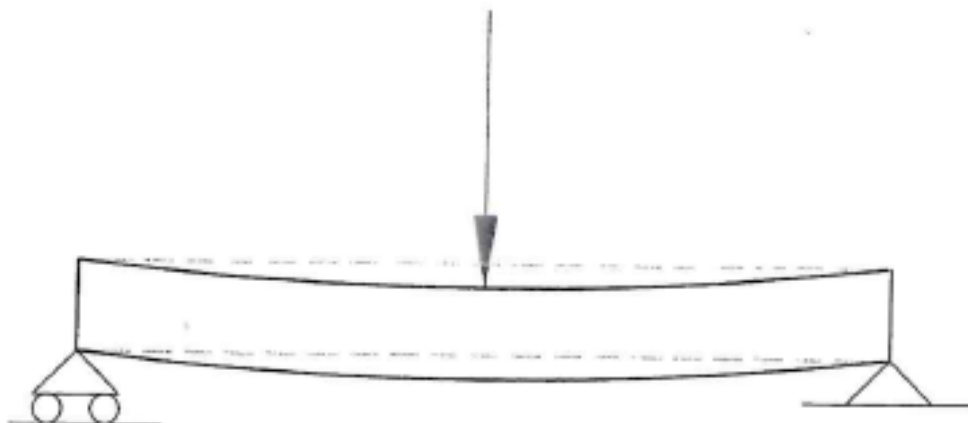
$F$  = vaikuttava voima

$A$  on vaikutuksen pinta-ala

Voima vaikuttaa jännitykseen suoraan ja pinta-ala kääntäen verrannollisesti. Vedon ja puristuksen alaisen kappaleen jännitys lasketaan useimmiten siten, että se on tasan jakautunut poikkipinnalle. (Saarineva 1995, 4.2.)

### 3.1.2 Taivutus

Saarinevan (1995, 1.6) mukaan taivutus on ulkoinen voima ja yleensä pituussuuntaan nähden poikittainen voima, joka aiheuttaa kappaleen kaareutumisen. Saarineva (1995, 5.1) jatkaa, että taivutusrasituksen kuormittaessa kappaletta, muuttaa se muotoaan kaarevaksi eli taipuu. Pituussuuntaisten muodonmuutosten seurauksena kuperalle puolelle syntyy vetojännitystä ja koveralle puolelle puristusjännitystä. Kuviossa 4 on kuvattu palkin taivutus. Taivutusjännitys lasketaan yhtälöllä 2.



Kuvio 4. Palkin taivutus (Hietikko 2013, 78).

$$\sigma_{\max} = \frac{M_t}{W_t} \quad (2)$$

missä  $M_t$  on kappaletta kuormittava taivutusvastus  
 $W_t$  on poikkipinnan taivutusvastus

Taivutuksessa rakenteeseen aiheutuu suurin rasitus, vaikka samaan aikaan esiintyisikin leikkaus- ja normaalikuormituksia. Se aiheuttaa rakenneosaan normaalijännityksen, mikä on riippuvainen taivutusmomentin suuruudesta ja kappaleen poikkileikkauksen muodosta. Esimerkiksi mitä paksumpi lankku, sitä enemmän se kestää taivutusta. (Hietikko 2013, 78.)

### 3.1.3 Leikkaus

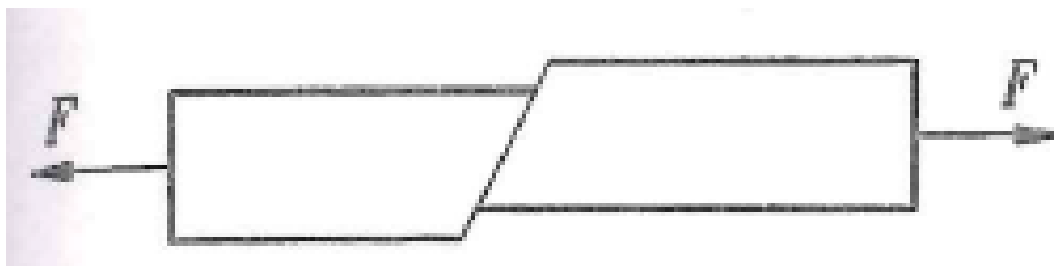
Hietikon (2013, 110.) mukaan leikkausrasituksen vaikutuksesta kappaleeseen vaikuttaa leikkausjännitys. Niin sanottu puhdas leikkaus esiintyy esimerkiksi niittiliitosten yhteydessä.

Saarineva (1995, 6.2.) kertoo, että kun jossakin kiinteän kappaleen poikkileikkaustasossa vaikuttaa kyseisen tason mukainen voima eli leikkausvoima, pyrkivät kappaleen osat liukumaan pitkin tätä leikkaustasoa. Leikkausjännitys vaikuttaa siis niin kauan kuin osien irtoamista ei tapahdu vaan kyseisessä tasossa on leikkausvoimaan verrannollinen pinnan suuntainen jännitys. Jos leikkauspinnassa ei esiinny taivutusjännitystä, leikkausjännitys on vakio. Leikkausjännityksen yhtälö kirjoitetaan kuten yhtälö 3. Sauvan leikkausjännitys esitetty kuviossa 5.

$$\tau = \frac{Q}{A}$$

(3)

missä  $Q$  on leikkausvoima  
 $A$  on pinta-ala



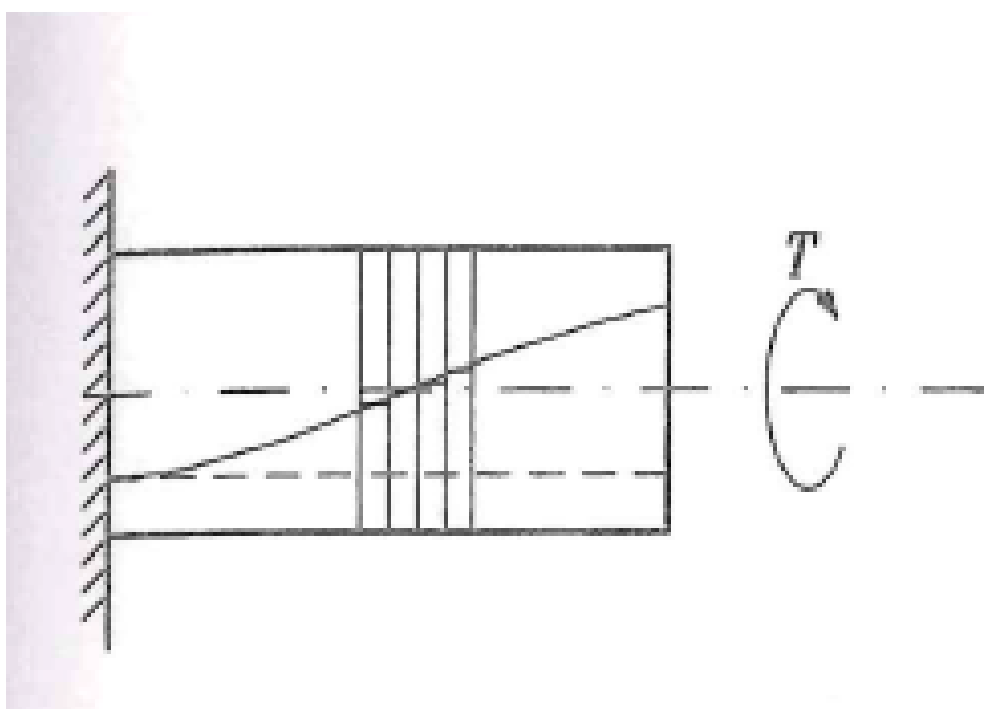
Kuvio 5. Sauvan leikkausjännitys (Saarineva 1995, 6.2).

Hietikko (2013, 112.) ilmaisee, että puhtaassa leikkauksessa leikkausjännitys oletetaan yhtä vakioksi koko poikkipinnan mukaisesti. Kuitenkin leikkausjännitys taivutuksen yhteydessä esiintyy aina toisiaan vastaan kohtisuorissa tasoissa olevina yhtä suurina pareina. Palkissa vaikuttavat leikkausjännitykset esiintyvät esimerkiksi palkin poikkileikkaustason lisäksi samansuuruisina myös palkin pituussuunnassa. Merkitykselliseksi tämä tulee silloin kun palkin osia on liitetty yhteen pitkittäissuuntaisilla liitoksilla, kuten esimerkiksi hitsi- tai niittiliitoksilla. (Hietikko 2013, 112.)

Leikkausjännitys muuttuu taivutusjännityksen tavoin poikkipinnan alueella, kun se esiintyy taivutuksen yhteydessä. Leikkausjännitys on suurimmillaan siellä, missä taivutusjännitys on pienemmillään. (Hietikko 2013, 112.) Hietikko (2013, 109) muistuttaa myös, että taivutus on yleensä ankarampi rasitus ja se aiheuttaa rakenteeseen vaurion, vaikka sitä rasittaisi samanaikaisesti myös leikkaus.

### 3.1.4 Vääntö

Vääntörasitusta esiintyy yleensä voimansiirtoon liittyvissä rakenteissa, kuten esimerkiksi voimansiirtoakseleissa. Se aiheuttaa rakenteeseen leikkausjännityksen. Leikkausjännitys aiheuttaa pyöreän poikkipinnan omaavan kappaleen ulkopinnalla leikkausjännityksen, jonka maksimiarvo vaikuttaa kappaleen ulkopinnalla. (Hietikko 2013, 119–120.) Pyöreän sauvan vääntöjännitys kuvattu kuviossa 6.



Kuvio 6. Pyöreän sauvan vääntöjännitys (Saarineva 1995, 7.1).

Kuviossa 6 esitetty pyöreän poikkipinnan omaavat kappale on yksinkertainen erikoistapaus. Kun tällaista kappaletta väännetään vääntömomentilla  $T$ , jokaisessa poikkileikkauksessa sen eripuolilla olevat osat pyrkivät kiertymään toisiinsa nähden. (Saarineva 1995, 7.1.)

Saarineva (1995, 7.1) jatkaa, että vääntörasituksen aiheuttaman jännityksen tutkiminen mielivaltaisen poikkipinnan omaavissa kappaleissa on monimutkainen tehtävä. Vääntöjännityksen kaava voidaan kirjoittaa muotoon 4.

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_v} \quad (4)$$

missä  $T$  on kappaletta vääntävä vääntömomentti

$W_v$  on niin sanottu poikkipinnan vääntövastus

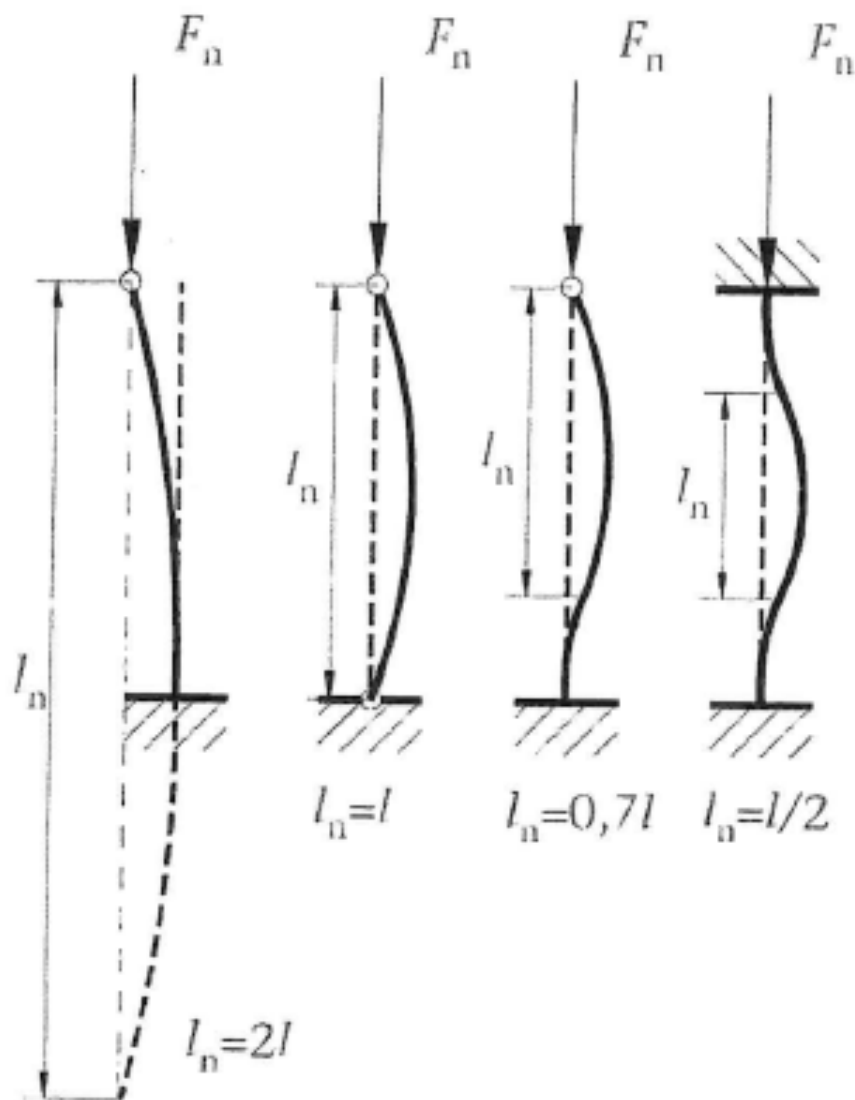
Muodonmuutos onkin suurin kappaleen poikkipinnan ulkoreunalla ja se pienenee suoraviivaisesti kohti keskipistettä. Keskipisteessä liukuma on nolla. Jännitys on suoraan verrannollinen liukumaan, joten jännitys on myös suurin ulkoreunalla ja keskipisteessä nolla. (Saarineva 1995, 7.1.)

### 3.1.5 Nurjahdus

Nurjahdukseksi nimitetään ilmiötä, missä pitkä ja hoikka sauva, jota puristetaan kokoon kasvavalla voimalla, menettää jossain vaiheessa nopeasti tasapainonsa ja sauva taipuu voimakkaasti. Sauvan nurjahtamiseen vaadittava voima on yleensä paljon pienempi kuin voima, jolla materiaali saavuttaa

puristusmyötörajaa. Jos taas sauva on pituuteensa nähden paksu, nurjahdusilmiötä ei tapahdu, vaan sauva menee kasaan puristusvoiman kasvaessa. (Hietikko 2013, 128.)

Hietikon (2013, 127) valottaa, että sauvan nurjahdusvoima on riippuvainen sauvan mitoista, mutta myös materiaalista ja tuennasta. Eulerin teoria on helpoin tapa selvittää nurjahdusvoima. On huomioitava kuitenkin, että Eulerin teoria on voimassa ainoastaan voimassa tiettyjen ehtojen toteutuessa. Muita menetelmiä, joilla nurjahdusvoima voidaan selvittää ovat muun muassa omega-menetelmä ja erilaiset standardien esittämät menetelmät. (Hietikko 2013, 127.)



Kuvio 7. Nurjahduspituudet tuennan mukaan (Hietikko 2013, 130).

Saarineva (1995, 8.1.1) mukaan kuviossa 7 esitetyt neljä erikoistapausta sauvan kiinnitystavoille on kehittänyt 1700-luvulla elänyt matemaatikko Euler. Kuviossa 7 esitetyt nurjahduspituudet riippuvat sauvan tuennasta. Eulerin kirjoittama kaavan mukaan sauvan nurjahdusvoima saadaan laskettua yhtälöllä 5.

$$F_n = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_n^2}$$

(5)

missä  $E$  on materiaalin kimmokerroin

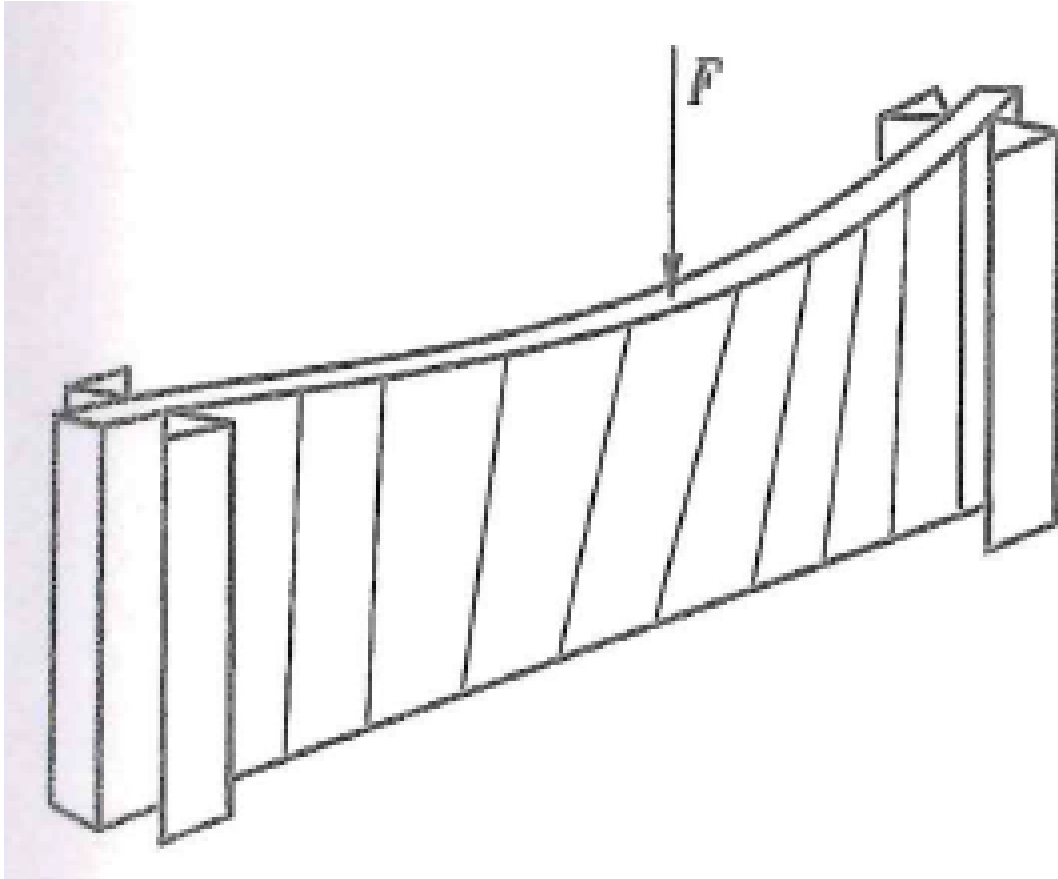
$I$  sauvan neliömomentti

$l_n$  merkkää sauvan nurjahduspituutta (Hietikko 2013, 128–129.)

Kuitenkin todellisuudessa mikään kuvion 7 mukainen kiinnitystapa ei ole täysin yhdenmukainen näiden erikoistapauksien kanssa. Esimerkiksi niin sanottu jäykkä kiinnitystapa ei ole koskaan täysin jäykkä johtuen materiaalin elastisuudesta. Kuitenkin näiden neljän erikoistapauksen avulla voidaan riittävän tarkasti arvioida sauvan nurjahduspituus. (Saarineva 1995, 8.1.1.)

### 3.1.6 Kiepahdus

Kiepahdus tarkoittaa stabiilin tasapainotilan menettämistä, joka voi tapahtua korkean ja kapean kappaleen taipuessa. Kun puristuspuolen jännitys kasvaa riittävän suureksi, kappale kallistuu voimakkaasti sivulle. Kiepahduksen aiheuttava kuormitus riippuu kappaleen poikkileikkauksen muodosta, pituudesta ja kiinnitystavasta, aivan kuten nurjahduksessakin. (Saarineva 1995, 8.2.) Kiepahdus esitetty kuviossa 8.



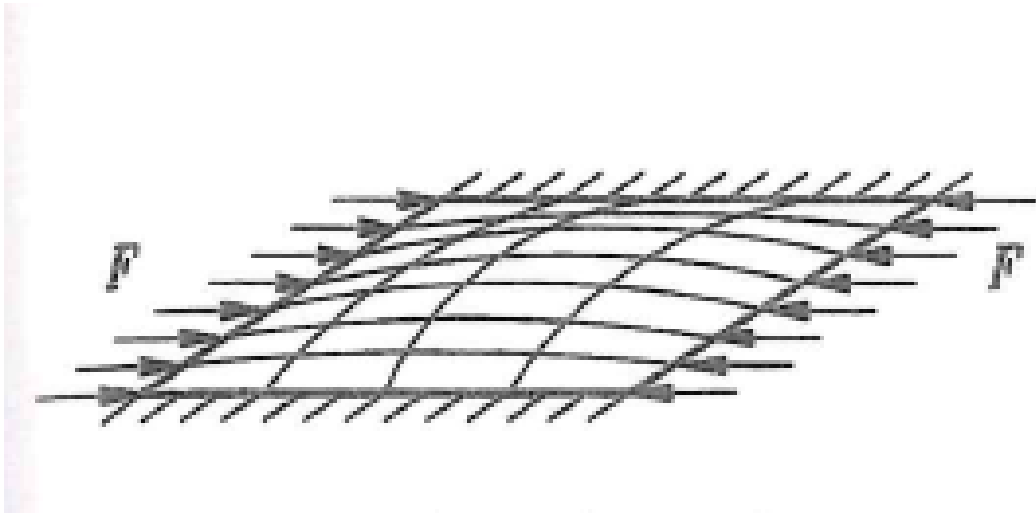
Kuvio 8. Ulkoisen voiman aiheuttama kiepahdus (Saarineva 1995, 8.2).

Kiepahdusvoiman suuruuteen vaikuttaa myös, millä korkeudella kappaletta voima vaikuttaa eli onko voiman kosketus kappaleen yläreunan, keskikohdan vai alareunan kohdalla. Lisäksi kappaleen elastinen ja epäelastinen alue ovat erotettavissa kiepahduksessa. Se mikä alue on kyseessä, riippuu siitä, onko kiepahduksen yhteydessä syntyvä puristusjännitys pienempi vai suurempi kuin materiaalin suhteellisuusraja. (Saarineva 1995, 8.2.)

### 3.1.7 Lommahdus

Lommahdukseksi kutsutaan ohuen, reunoistaan kiinnitetyn laatan taipumista sivuille, kun siihen kohdistuva puristusvoima kasvaa riittävän suureksi. Tämä ilmiö, jota esiintyy tavallisesti tasoissa laatoissa, voi tapahtua myös muissa rakenteissa, kuten esimerkiksi ohutseinäisissä putkissa, jotka ovat aksiaalisessa puristuksessa. Putket voivat olla joko pyöreitä tai suorakaiteen

muotoisia poikkileikkaukseltaan. (Saarineva 1995, 8.3.) Lommahdus esitetty kuviossa 9.



Kuvio 9. Laatan lommahdus (Saarineva 1995, 8.3).

Paikallinen lommahdus voi esiintyä, jo ennen kuin mikään teräsprofiilin poikkileikkauksen paikallinen alue saavuttaa myötörajan. Tämä alentaa muun muassa teräsprofiilin taivutuskestävyyttä ja kiertymiskykyä. (Kujansuu 2021, 13.)

### 3.2 Dynamiikan peruslait

Newtonin toinen laki on dynamiikan peruslaki. Kappale tarvitsee aina voimaa liiketilansa muutokseen. Tätä ominaisuutta sanotaan hitaudeksi, joka tarkoittaa jatkuvuutta. Hitaus tarkoittaa, että mitä suurempi on kappaleen hitaus, sitä suurempi voima tarvitaan, jotta kappale saavuttaisi tietyn kiihtyvyyden. (Simons 1970, 31.)

Kappaleen hitauden kvantitatiivista mittaa kutsutaan massaksi. Kokeiden avulla on pystytty osoittamaan, että voima on suoraan verrannollinen massaan ja kiihtyvyyteen, niin kauan kun kappaleen nopeus on pieni verrattuna valon nopeuteen. (Simons 1970, 31.) Voiman yhtälö kirjoitetaan kuten yhtälö 6.

$$F = m \cdot a \quad (6)$$

missä  $m$  on kappaleen massa  
 $a$  on kiihtyvyys

Newtonin kolmas laki on vaikutuksen ja vastavaikutuksen laki. Kun kappale vaikuttaa toiseen kappaleeseen tietyllä voimalla, myös jälkimmäinen vaikuttaa ensimmäiseen yhtä suurella, mutta vastakkaisella voimalla. Jos kappale on levossa kiinteällä pinnalla, se vaikuttaa alustaan omalla painollaan. Newtonin kolmannen lain mukaan alusta vaikuttaa kappaleeseen yhtä suurella, mutta vastakkaissuuntaisella voimalla. (Simons 1970, 33.) Yhtälö on esitetty yhtälössä 7.

$$F = -G \quad (7)$$

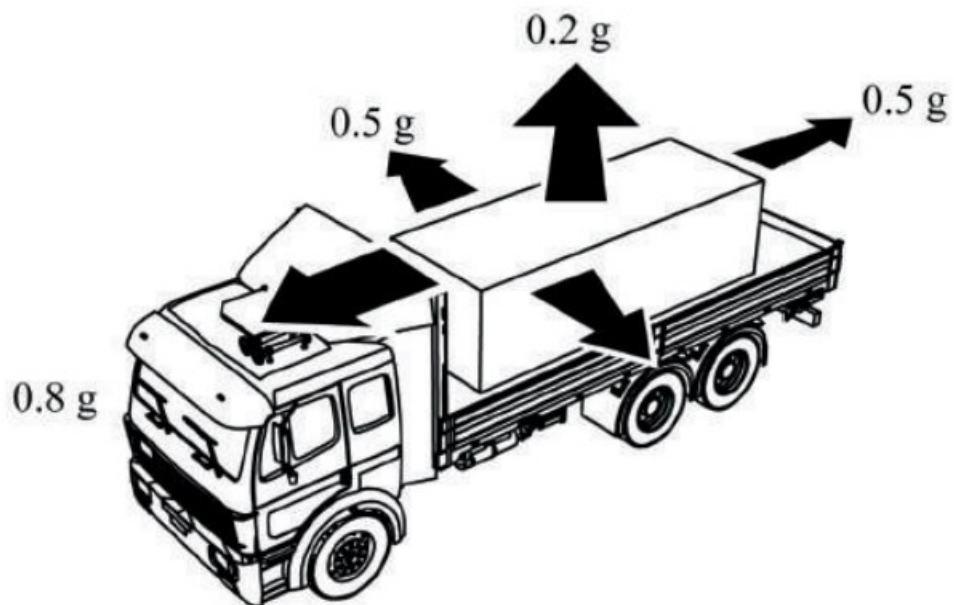
missä  $F$  on voima  
 $G$  on kappaleen paino

Dynamiikkaan vaikuttaa suuresti myös maan vetovoiman aiheuttama putoamiskiihtyvyys. Tässä opinnäytetyössä käytetään maan vetovoiman aiheuttaman putoamiskiihtyvyyden arvoa  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Serwayn (1986, 42) mukaan painovoiman kiihtyvyyttä merkitään symbolilla  $g$ . Sen suuruus pienenee korkeuden kasvaessa ja sillä on pieniä vaihteluita leveysasteen mukaan. Vektori  $g$  suuntautuu suoraan kohti maapallon keskustaa.

### 3.3 Kuljetuksen aiheuttamat rasitukset

Kuormalla on taipumus pyrkiä aina toimimaan kuljettajan tahtoa vastaan. Se pyrkii liikkumaan taaksepäin liikkeellelähdön aiheuttaman kiihtyvyyden voimasta. Kun ajoneuvo kääntyy, keskipakoisvoima yrittää liikuttaa kuormaa sivuttain. Pysähdyttäessä eli hidastuvuuden vallitessa, se pyrkii jatkamaan

liikettään. Kuorman liikkuvuuden voimakkuus riippuu ajoneuvon nopeudesta, kuorman painosta, kitkasta ja kuorman massakeskipisteestä. (Relmers, TYA & Östergren 2024, 13.) Kiihtyvyydet, jotka kuormanvarmistuksen tulee kestää, on esitetty kuviossa 10.



Kuvio 10. Kuorman sallitut kiihtyvyydet ajoneuvon eri suuntiin (Driver's handbook on cargo securement, 7).

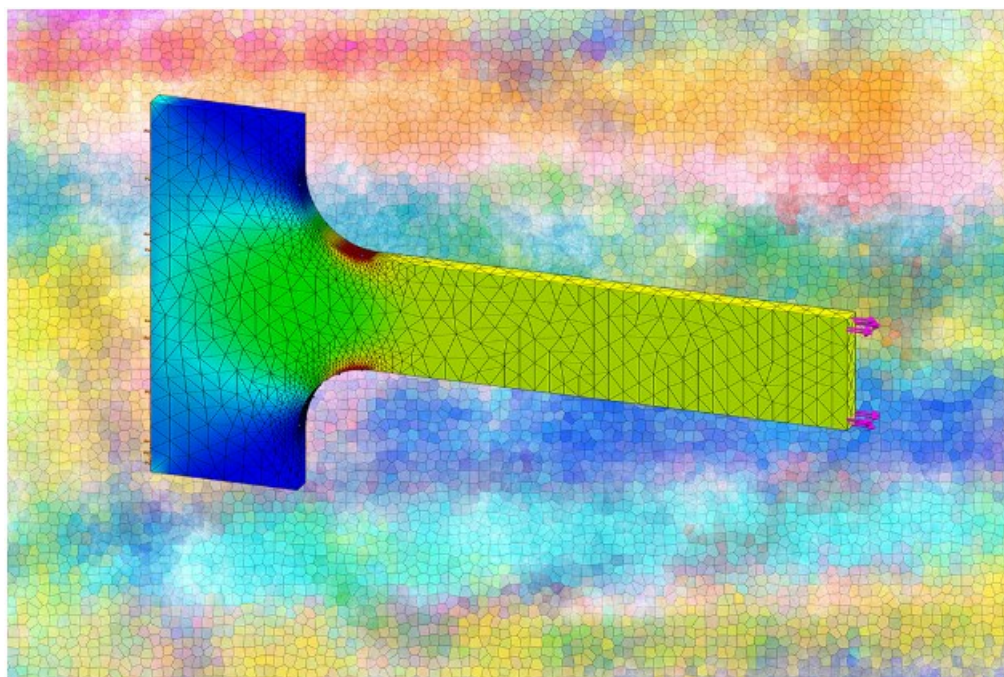
Kuvion 10 asettamien kuormien lisäksi kuorman tulee olla sisällä tai kiinnitettävä siten, ettei se voi vuotaa, roiskua, puhaltaa, pudota, pudota läpi tai muuten irrota ajoneuvosta. Se ei saa keinua tai liikkua ajoneuvossa tai sen sisällä siten, että ajoneuvon vakaus heikentyy. (North American Cargo Securement Standard 2012, 4.)

Kuormanvarmistusjärjestelmän tulee kestää 0.8 g:n hidastuvuus ajoneuvon kulkusuuntaan, 0.5 g:n hidastuvuus ajoneuvon sivusuuntaan sekä 0.5 g:n kiihtyvyys ajoneuvon kulkusuunnan vastaiseen suuntaan. Lisäksi jos kuorma ei ole täysin ajoneuvon rakenteiden sisällä, kiinnitysjärjestelmän on myös kestävä alaspäin suuntautuva voima, joka vastaa vähintään 20 % kuorman painosta. (North American Cargo Securement Standard 2012, 4.)

Kuvion 10 mukainen ylöspäin suuntautuva voima, oli sama kuin edellä mainittu alaspäin suuntautuva voima. Opinnäytetyön toiminnallisessa osassa käytettiin kuvion 10 esittämiä arvoja FEM-analyysin perustana.

### 3.4 3D-mallinnus ja Finite Element Method

Hietikko (2013, 169) kuvaa, että FEM eli Finite Element Method tai Finite Element Modelin on ollut käytössä jo siitä saakka, kun tietokoneilla kyettiin laskemaan vähänkin suurempia tehtäviä. Laakon ym. (1998, 159) mukaan FEM-analyysi on merkittävä osa tuotesuunnitteluprosessia. FEM-analyysin pääidea on varmistaa tuotteen suunnittelun oikeellisuus ennen valmistuksen aloittamista tai vähentää tuotekehitykselle käytettävää työmäärää, mikä johtaa kustannussäästöihin kehitysprosessin myöhemmissä vaiheissa. Analyysejä hyödynnetään myös suunnittelun lähtöarvojen määrittämisessä ja optimoinnin tukemisessa. Vaikka FEM-analyysit on perinteisesti liitetty lähinnä lujuuslaskentaan, sama menetelmä soveltuu myös värähtely- ja virtausanalyysiin. (Laakko ym. 1998, 159.)

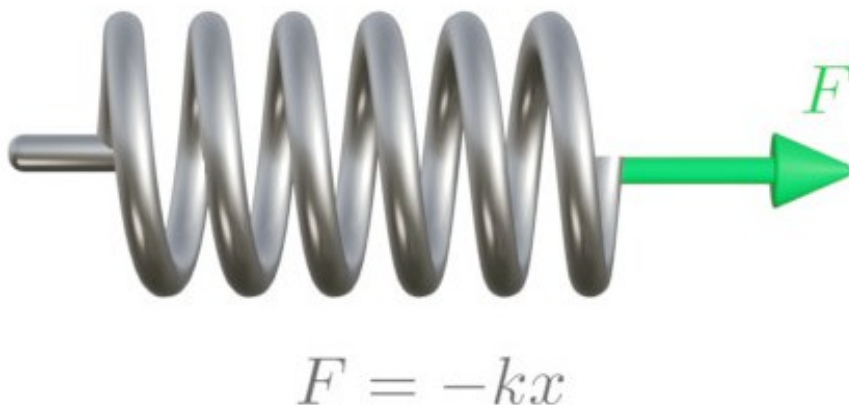


Kuvio 11. Sauvan elementoitu rakenne (IEEE, 2024).

Kuviossa 11 on esitetty sauvan elementoitu rakenne. Elementtimenetelmä sai alkunsa sauva- ja palkkirakenteiden laskennasta. Tällaisen rakenteen laskennallinen hallinta helpottui huomattavasti, kun osat irrotettiin toisistaan ja laskettiin erikseen. Laskennassa irrotus tehtiin siten, ettei kappaleen tasapainoyhtälö muuttunut sekä siinä käytettiin oletuksia, jotka perustuvat sekä voimien että siirtymien laskemiseen. Linearisesti käyttäytyvillä materiaaleilla voimalla ja siirtymällä on selkeä yhteys. (Laakko ym. 1998, 160.)

Hietikko (2013, 170) kertoo, että FEM-menetelmässä rakenne esitetään elementeillä, jotka on kytketty toisiinsa solmupisteissä. Elementtien muoto on yleensä ennalta määrätty, mutta niitä yhdistämällä tihentämällä ja harventamalla niiden verkkoa tarpeen mukaan voidaan mallintaa lähes millaisia osia tahansa. FEM-malli voidaankin kuvitella systeemiksi, joka on muodostunut jousista.

Jokaisella elementillä verkossa on tietty määrä jäykkyyttä, joka käytännössä määrittää, kuinka paljon elementin solmut siirtyvät, kun niihin kohdistuu voimia. Elementin jäykkyydsmatriisi riippuu siitä, millaista elementtiä ollaan käyttämässä. (IEEE, 2024.) Jousen jäykkyydsmatriisi esitetty kuviossa 12.



Kuvio 12. Jousen elementin jäykkyydsmatriisi (Understanding the Finite Element Method, 2024).

FEM-analyysi ei kuitenkaan anna täysin todenmukaisia vastauksia, jos lähtötiedot ovat virheelliset. Hietikon (2013, 172–173.) mukaan useimmiten

syynä FEM-analyysin antamiin virheellisiin tuloksiin ovat puutteelliset tai väärät reunaehdot. Pienikin poikkeama todellisista reunaehdoista voi saada aikaan todella radikaaleja muutoksia tuloksissa. Reunaehdot tuleekin muodostaa rakenteen tuennan mukaan, sillä kappale on tuettava jotenkin, ettei se pääse liikkumaan. Toisen suuren ongelman mallintamisessa muodostavat kuormitukset, sillä ne ovat usein epämääräisiä sekä hankalasti mitattavia. Usein tästä syystä kuormitusten arvioinnissa joudutaan käyttämään suuntaa antavaa tietoa. Lisäksi ennen laskentaa analyysiohjelmalle on annettava materiaalien elastiset ominaisuudet. Suuren virhemahdollisuuden takia FEM-laskennan antamat tulokset olisi aina varmistettava jollain toisella menetelmällä.

## **4 FEM-analyysi**

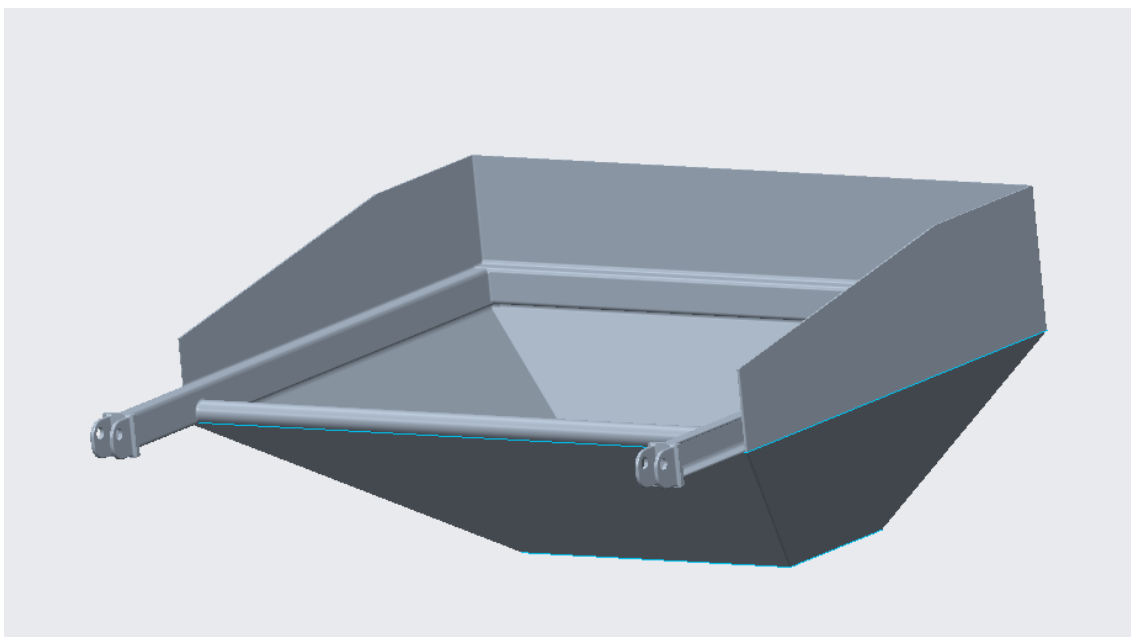
### **4.1 Malli**

Alkuperäiset mallit ja kokoonpanot mallinnettiin Autodesk Inventor mallinnusohjelmalla. Kuitenkin FEM-analyysiä varten kokoonpano jouduttiin kopioimaan manuaalisesti yhtenäiseksi malliksi mekaanisesti Creo 6.0 -mallinnusohjelmaan, jolla lopullinen analyysi tehtiin. Tämä välivaihe johtui ristiriidoista mallinnusohjelmien välillä. Kokoonpano jaettiin kiviainesvaa'an väliastian ja putkirunkoiseen kannatinlaitteistoon. Väliastian mallia käytettiin nousukuljettimen aiheuttaman kuormituksen analysointiin. Kannatinlaitteiston mallia käytettiin keskipakovoiman, hidastuvuuden ja kuljetuksen aikaisten kuormitusten analyysissä.

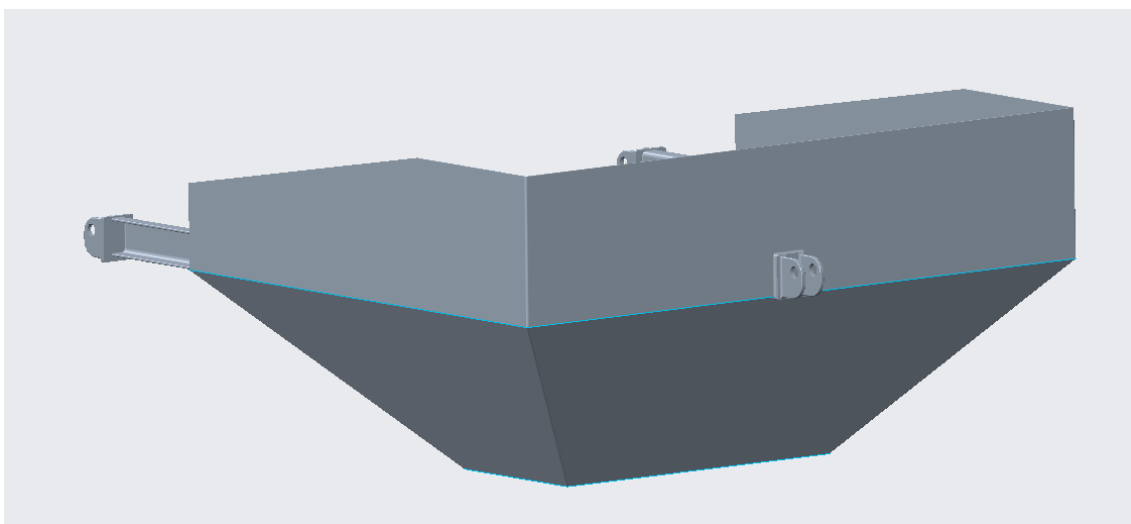
#### **4.1.1 Väliastia**

Väliastia toimii osana kiviaineksen vaakajärjestelmää. Sillä punnitaan käytettävä kiviannos. Nimensä mukaisesti väliastia toimii myös astiana, jossa punnittu kiviannos odottaa, kun edellinen kiviannos on aseman sekoittimessa. Väliastian

analyysissä väliastia on täynnä kiviainesta, jonka massa on noin tuhat kilogrammaa. Väliastian malli on esitetty kuvioissa 13 ja 14.



Kuvio 13. Kiviainesvaa'an väliastia edestä.



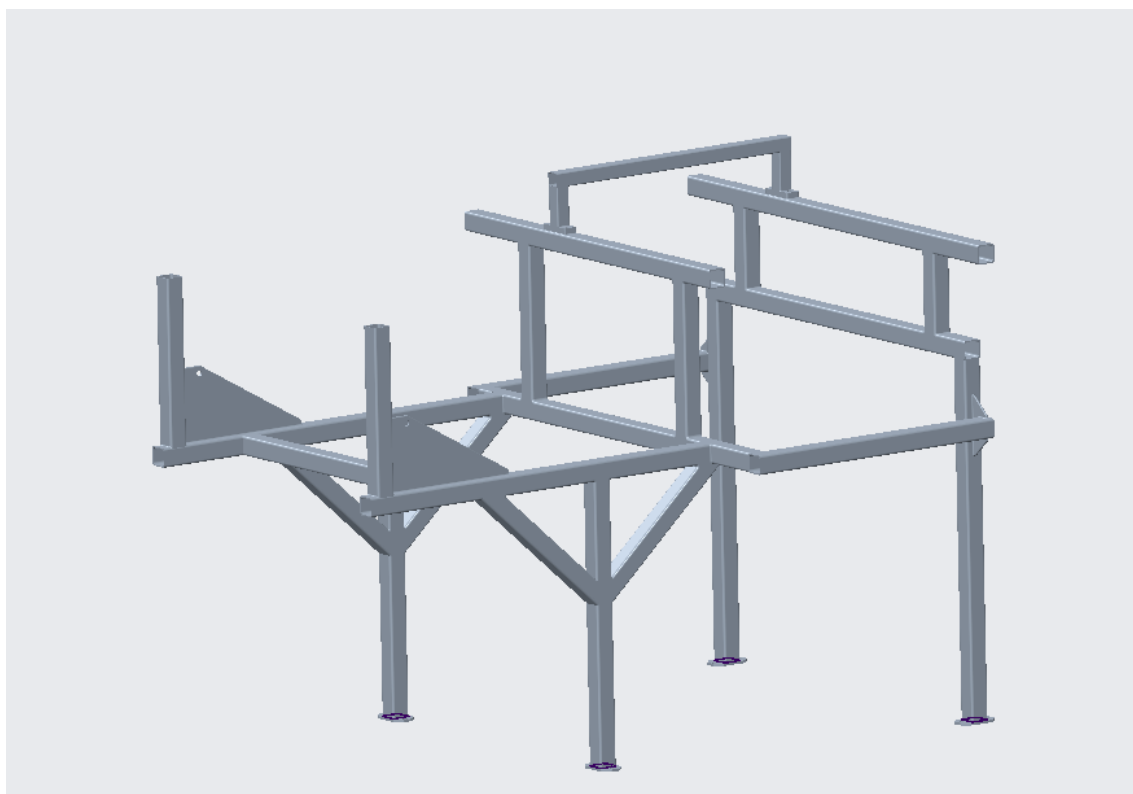
Kuvio 14. Kiviainesvaa'an väliastia takaa.

Väliastian liitokset mallinnettiin yhtä vahvoiksi kuin käytettävä perusaines. Vaikka analyysissä käytettiin manuaalisesti kopioitua mallia, sen massakeskipiste vastasi alkuperäistä kokoonpanoa. Käytön aikana väliastia kiinnitettiin putkirunkoon kuviossa 13 ja 14 näkyvillä korvakkeilla.

Väliastian FEM-analyysissä oli 208525 elementtiä. Väliastian seinät, pyöreän tukipalkki ja korvakkeiden U-profiilin palkit olivat tehty viisi millimetriä paksusta rakenneteräksestä. Nostokorvakkeet taas olivat paksuudeltaan kymmenen millimetriä, kuten myös nostokorvakkeiden aluslaatat.

#### 4.1.2 Kannatinlaitteisto

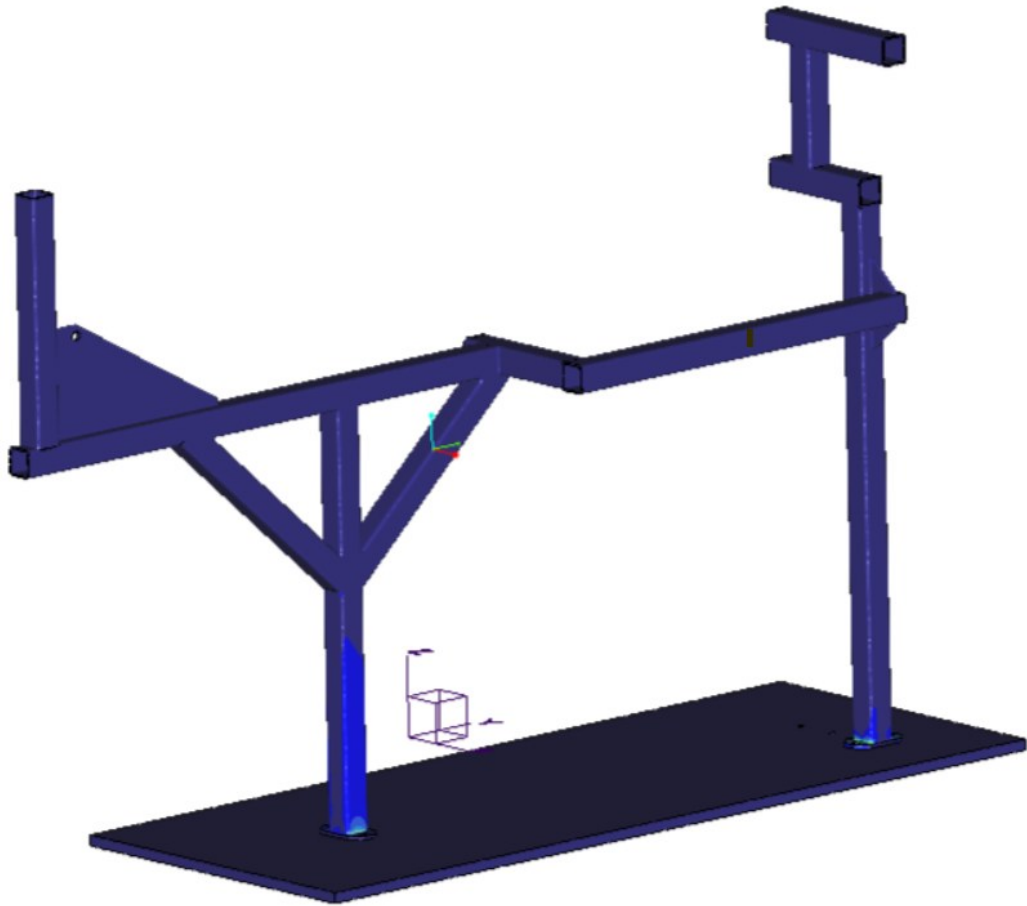
Tarkasteltava kannatinlaitteisto oli muodostettu neliöputkista, joiden seinämävahvuus oli viisi millimetriä. Kannatinlaitteisto on esitetty kuviossa 15. Palkkirakenteen liitokset on mallinnettu yhtä vahvaksi kuin perusaines.



Kuvio 15. Putkipalkkirakenteinen kannatinlaitteisto

Analyysiä varten kannatinlaitteistosta poistettiin ylimääräiset osat, kuten esimerkiksi väliastia. Keskipakoisvoimaa ja hidastuvuutta tarkasteltaessa kannatinlaitteisto kiinnitettiin aseman lattiaa kuvaavaan liikkumattomaan metallilaattaan jalkojen kiinnityslaattojen pohjasta. Kuljetuksen aikaisia dynaamisia ja staattisia kuormia tarkasteltaessa lattiaan tehtiin reiät ja

järjestelmä kiinnitettiin lattiaan M16 8.8 lujuusluokan pulteilla. Analyysi toteutettiin siten, että kuormituksia tarkasteltiin erikseen etujalkojen, takajalkojen ja molempien sivujalkaparien osalta. Esimerkki analysoitavista jalkapareista on esitetty kuviossa 16.



Kuvio 16. Kannatinlaitteiston analysoitavat vasemmat jalat ja lattiaa kuvaava metallilaatta.

Koska osien poisto vähensi myös laitteiston massaa ja muutti sen massakeskipisteen paikkaa, puuttuva massa korvattiin laskemalla alkuperäisen kannatinlaitteiston aiheuttama kuormitus jaloille tasapainoyhtälöllä. Laskettu kuorma siirrettiin jalkoihin analyysissä. Kannatinlaitteistoa tarkasteltaessa väliastiassa ei ole materiaalia, joten kiviaineksen massaa ei huomioitu analyysissä.

## 4.2 Rakenteen materiaali

### 4.2.1 Rakenneteräs

Mallien materiaali on rakenneterästä, jonka myötöraja on 355 MPa. Be Group Oy Ab:n mukaan (2022, 6) rakenneteräkset ovat pääasiassa hiiliteräksiä tai teräksiä, joissa on vähän seosaineita. Niiden hiilipitoisuus on yleensä alle 0,22 % standardin EN10025 mukaan. Näille teräksille tärkeitä ominaisuuksia ovat lujuus, sitkeys, hitsattavuus, muovattavuus ja leikattavuus. Edellä mainittujen ominaisuuksien parantamiseksi teräkseen voidaan lisätä pieniä määriä seosaineita. Analyysissä käytetyn hiiliteräksen tiedot on esitetty kuviossa 17.

The screenshot shows the 'Material Definition' dialog box with the following settings:

- Name: S355JR
- Description: EN 10025 S355JR (1.0045)
- Density: 7.82708e-06 kg/mm<sup>3</sup>
- Structural: Thermal, Miscellaneous, Appearance, User Defined
- Symmetry: Isotropic
- Stress-Strain Response: Linear
- Poisson's Ratio: 0.28
- Young's Modulus: 2.1e+08 kPa
- Coeff. of Thermal Expansion: 1.3e-05 /C
- Mechanisms Damping: sec/mm
- Material Limits:
  - Tensile Yield Stress: 355000 kPa
  - Tensile Ultimate Stress: 680000 kPa
  - Compressive Ultimate Stress: kPa
- Failure Criterion: Distortion Energy (von Mises)
- Fatigue:
  - Unified Material Law (UML)
  - Material Type: Ferrous
  - Surface Finish: Average Machined
  - Failure Strength Reduction Factor: 1.2

Kuvio 17. FEM-analyysin mallien materiaali.

Hiili on yksi tärkeimmistä seosaineista ja vaikuttaa merkittävästi teräksen ominaisuuksiin. Kun hiilipitoisuus kasvaa, teräksen lujuus paranee, mutta sen sitkeys ja hitsattavuus heikkenevät. Muita rakenneteräksen ominaisuuksia parantavia seosaineita ovat muun muassa pii, mangaani, alumiini, vanadiini, titaani ja niobi. Pii parantaa teräksen korroosionkestävyyttä, mangaani lisää lujuutta, ja esimerkiksi alumiini ja titaani auttavat parantamaan hitsattavuutta ja muovattavuutta. (Be Group Oy Ab 2022, 6.)

#### 4.2.2 Käytettävät pultit

Tarkasteltavia pultteja ei mallinnettu fyysisesti analysoitavaan kokoonpanoon, vaan ne liitettiin kontaktina analyysiohjelmassa. Analyysissä pulteiksi valittiin M16 8.8 lujuusluokan pultit, jotka vastasivat oikeassa kiinnityksessä käytettäviä pultteja. Taulukossa 1 esitetty ruuvien ja vaarnaruuvien mekaaniset ja fysikaaliset ominaisuudet.

Taulukko 3 Ruuvien ja vaarnaruuvien mekaaniset ja fysikaaliset ominaisuudet

No.	Mekaaninen tai fysikaalinen ominaisuus	Lujuusluokka										
		4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9/12.9	
							$d \leq 16$ mm a)	$d > 16$ mm b)	$d \leq 16$ mm			
1	Murtolujuus, $R_m$ , MPa	nimellis- arvo <sup>c)</sup>	400		500		600	800	900	1 000	1 200	
		min.	400	420	500	520	600	800	830	900	1 040	1 220
2	Alempi myötöraja, $R_{eL}$ <sup>d)</sup> , MPa	nimellis- arvo <sup>c)</sup>	240	-	300	-	-	-	-	-	-	
		min.	240	-	300	-	-	-	-	-	-	
3	0,2%-venymisraja, $R_{p0,2}$ , MPa	nimellis- arvo <sup>c)</sup>	-	-	-	-	-	640	640	720	900	1 080
		min.	-	-	-	-	-	640	660	720	940	1 100
4	Täysimittaisen kiinnittimien 0,0048d -venymisraja, $R_{pf}$ , MPa	nimellis- arvo <sup>c)</sup>	-	320	-	400	480	-	-	-	-	
		min.	-	340 <sup>e)</sup>	-	420 <sup>e)</sup>	480 <sup>e)</sup>	-	-	-	-	
5	Koejäännitys, $S_p^f$ , MPa	nom.	225	310	280	380	440	580	600	650	830	970
		Venymis- $S_{p,nom}/ReL_{min}$ tai rajan suhde $S_{p,nom}/Rp0,2$ min tai $S_{p,nom}/Rpf_{min}$	0,94	0,91	0,93	0,90	0,92	0,91	0,91	0,90	0,88	0,88
6	Murtovenymä (työstetty koekappale), $A$ , %	min.	22	-	20	-	-	12	12	10	9	8
7	Työstetyn koekappaleen murtokurouma murtuman jälkeen, $Z$ , %	min.	-	-	-	-	-	52	-	48	48	44
8	Murtuneen täysimittaisen kiinnittimen pitenemä, $A_f$ (ks. myös liite C)	min.	-	0,24	-	0,22	0,20	-	-	-	-	-
9	Kannan eheys	Ei murtumaa										
10	Vickers-kovuus, HV $F \geq 98$ N	min.	120	130	155	160	190	250	255	290	320	385
		max.	220 <sup>g)</sup>				250	320	335	360	380	435

(jatkoa)

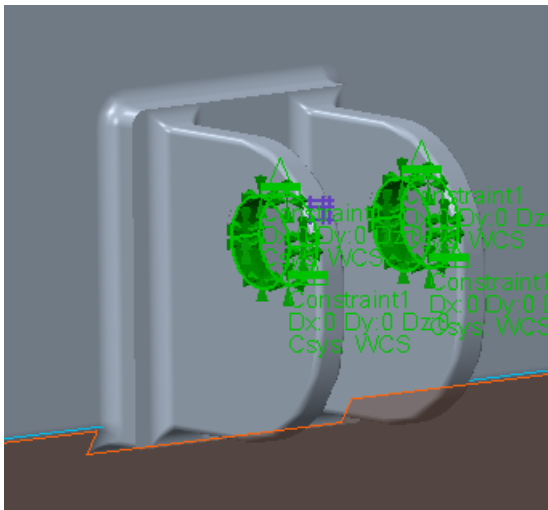
Taulukko 1. Ruuvien ja vaarnaruuvien mekaaniset ja fysikaaliset ominaisuudet.  
(SFS-EN ISO 898-1. 2013, 22.)

Kuten taulukossa 1 on huomattavissa, tarkasteltavien pulttien murtolujuus oli 800 MPa. Analyysissä luotiin kontakti kiinnitettävien jalkojen ja lattiaa kuvaavan levyn välille.

### 4.3 Tuennat ja kontaktit

#### 4.3.1 Väliastia

Väliastia kiinnitettiin kiinteästi (fixed) korvakkeiden rei'istä. Reiät olivat kooltaan 18 millimetriä. Tuenta esitetty kuviossa 18.

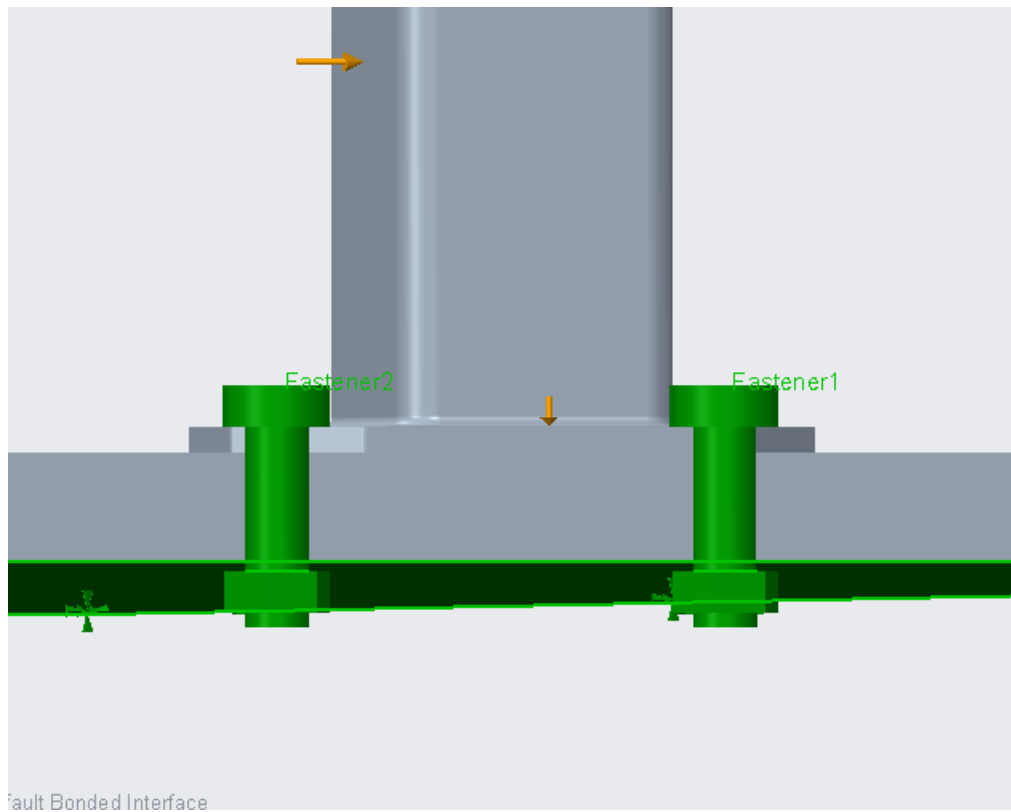


Kuvio 18. Tuenta väliastian korvakkeisiin.

Tuentapisteitä oli kolme ja jokaisessa kiinnityspisteessä oli kaksi korvaketta. Kaksi tuentapistettä sijaitsi astian etupuolella ja yksi takana.

#### 4.3.2 Kannatinlaitteisto

Kannatinlaitteiston metallilaatta tuettiin kiinteästi (fixed) pohjastaan. Tuenta teki kokoonpanosta liikkumattoman. Kokoonpano koostui siis lattiaa kuvaavasta levystä, putkipalkistosta ja kontaktipulteista. Tuenta on esitetty kuviossa 19.



Kuvio 19. Kannatinlaitteiston tuennat.

Kuviosta 19 nähdään myös kokoonpanon kontaktit eli pultit, joiden avulla putkipalkiston jalat kiinnitettiin lattiaan. Jalat ovat kontaktissa lattiaa vasten, mutta tuenta tehtiin kahdella pultilla jokaista jalkaa kohden. Yhteensä jokaisessa analyysissä tuenta tehtiin neljällä pultilla.

#### 4.4 Kuormat

Suunniteltu nousukuljetin kuormitti väliastian tukipalkkia noin 9.8 kN:n suuruisella voimalla. Kiviaines muodosti yhteensä noin 10.5 kN:n suuruisen voiman väliastian sisäpintaan. Voima jaettiin vaikuttamaan tasaisesti jokaiselle sisäpinnan levyille. Analyysissä otettiin myös huomioon gravitaation vaikutus väliastian rakenteisiin.

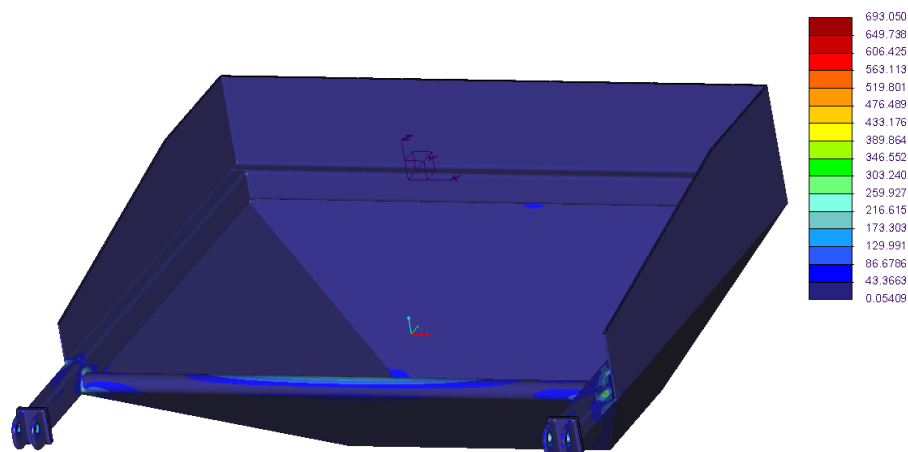
Kun tarkasteltiin kannatinlaitteiston kestävyyttä, gravitaation vaikutus laskettiin käsin erikseen etu- ja takajaloille. Laskennassa saadut arvot asetettiin voimana jokaiselle jalalle, kuten gravitaatio olisi vaikuttanut kyseiseen jalkaan. Samalla periaatteella hidastuvuuden, keskipakoisvoiman ja pystysuuntaisen dynaamisen kuormituksen aiheuttama rasitus laskettiin ja siirrettiin vaikuttavaksi jokaiseen jalkaan. Kestävyuden varmentamiseksi jokainen kuljetuksen aiheuttama voima kerrottiin 1.5 kertaisella varmuuskertoimella.

Hidastuvuuden vaikutus yhdelle jalalle oli suuruudeltaan noin kolme kilonewtonia. Keskipakoisvoima taas kuormitti yhtä jalkaa noin kahden kilonewton suuruisesti ja dynaamisen kuormituksen vaikutus yhdelle jalalle oli noin 0.8 kN. Kuormat esitetty tarkemmin liitteessä 1.

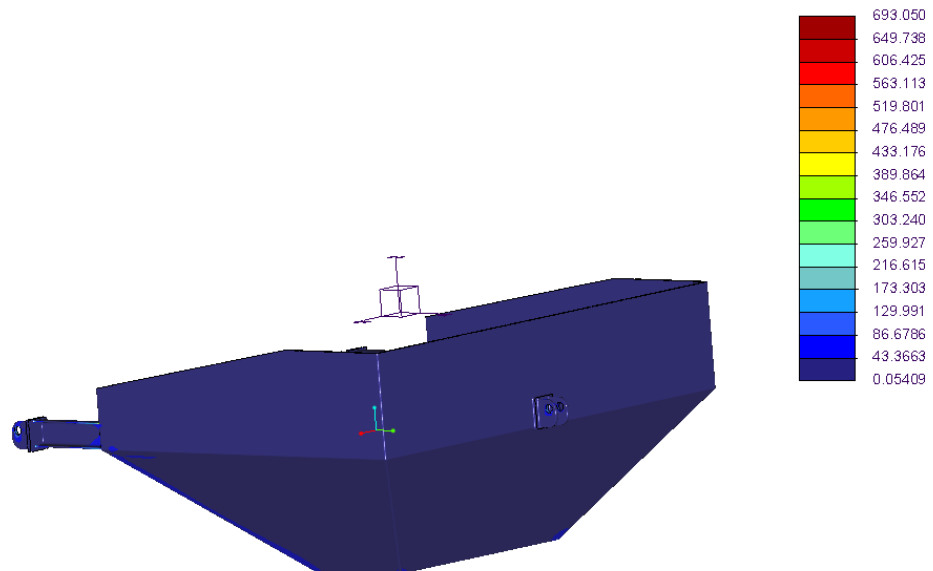
## 5 Tulokset

### 5.1 Kuormitustapaus: väliastian staattinen kuormitus

Väliastian analyysissä yhdistettiin nousukuljettimen aiheuttama kuormitus väliastian tukipalkkiin, kiviaineksen aiheuttama kuormitus väliastian sisäpintaan sekä gravitaation vaikutus koko malliin. Kuvioissa 20 ja 21 on nähtävissä voimien vaikutus koko väliastiaan.

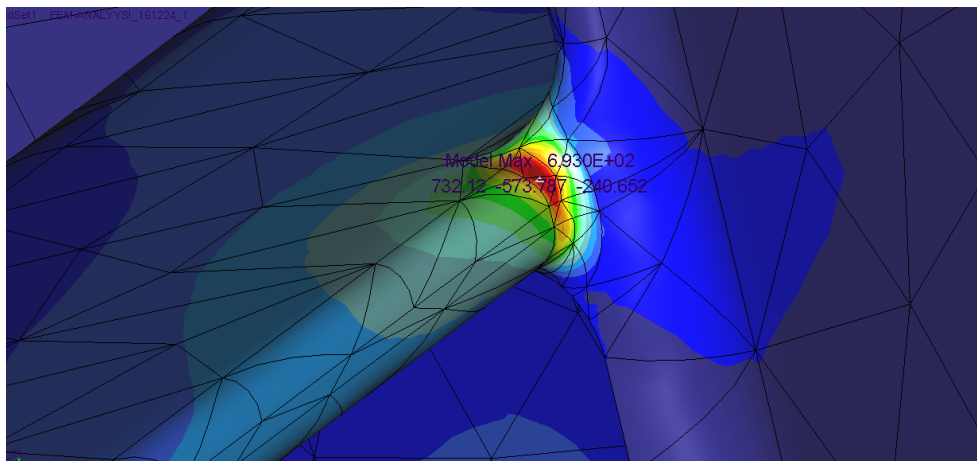


Kuvio 20. Voimien vaikutus väliastian etupuolelle.



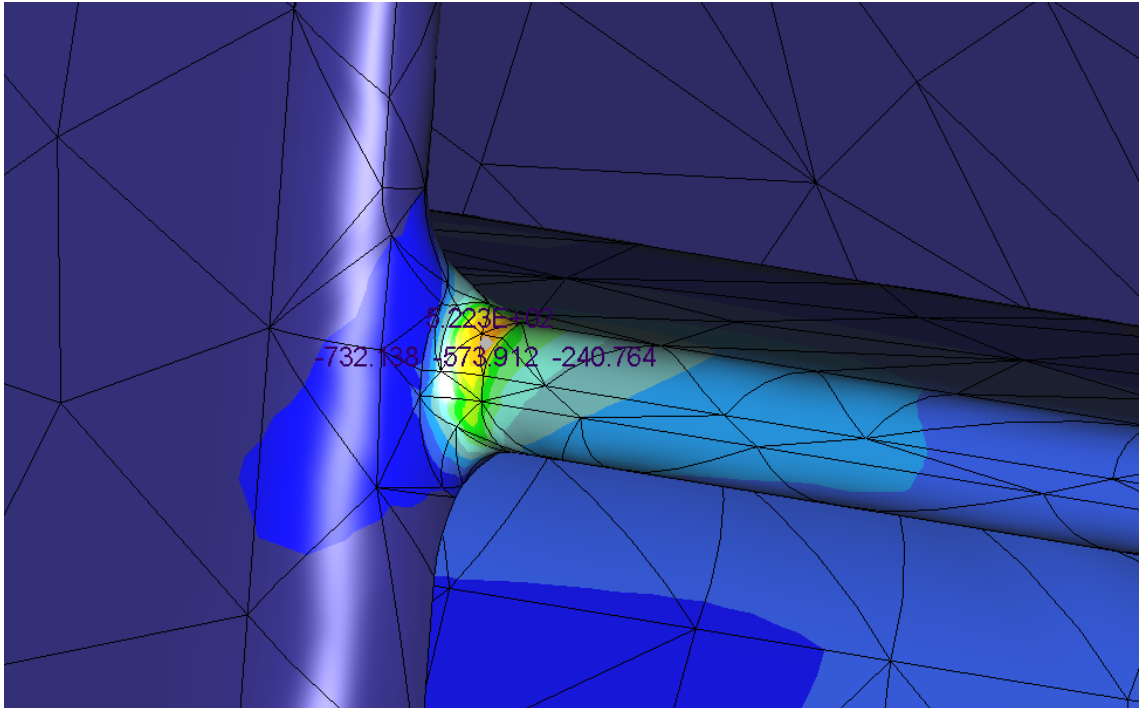
Kuvio 21. Voimien vaikutus väliastian takapuolelle.

Koska väliastiassa käytetyn rakenneteräksen myötöraja on 355 MPa. kokonaisuutenaan kuvioissa 20 ja 21 on huomattavissa, että suurin osa väliastiasta kesti siihen kohdistuvat kuormitukset. Kuitenkin väliastiaan syntyi jännityskeskittymiä, missä jännityksen suuruus ylitti materiaalin myötörajan. Suurin syntyvä vertailujännitys, mikä on havaittavissa kuviossa 22, oli 693 MPa. Tämä jännityskeskittymä ylitti materiaalin myötörajan lähes kaksinkertaisesti.



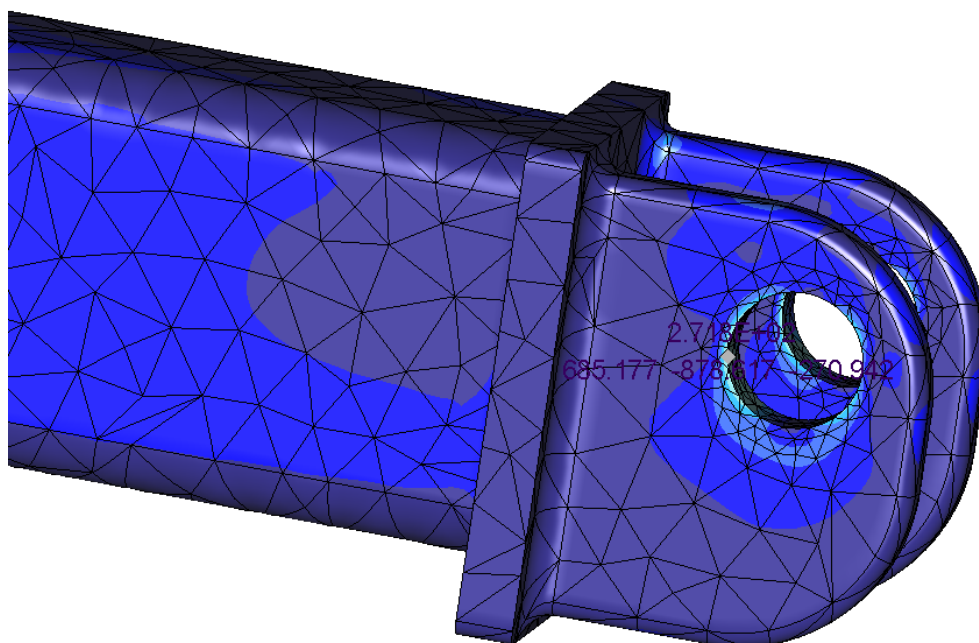
Kuvio 22. Väliastian suurin jännityskeskittymä. Keskittymä syntyy tukipalkin reunaan.

Tukipalkin toiseen päähän syntyi myös voimakas keskittymä, mikä ylittää materiaalin myötörajan. Tämän keskittymän voimakkuus oli 522 megapascalia. Tämä on nähtävillä kuviossa 23.

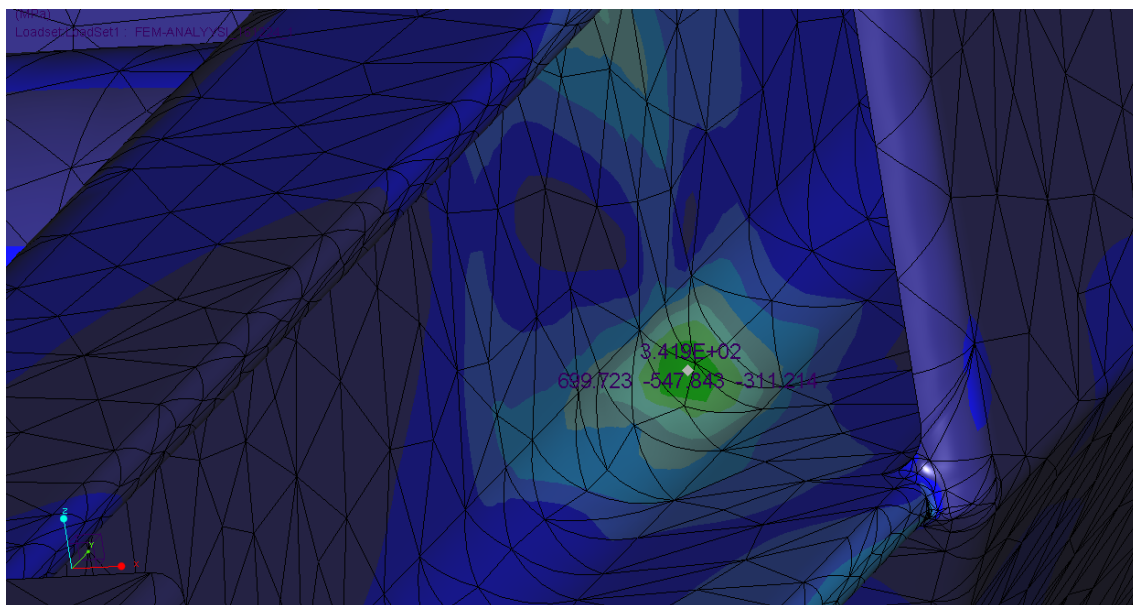


Kuvio 23. Tukipalkin toisen reunan jännityskeskittymä.

Jännityskeskittymät sijoittuivat tukipalkin yläreunaan, eikä jännitys välittynyt väliastian seinämiin. Myöskään väliastian kiinnikkeisiin ei syntynyt sellaisia voimia, jotka ylittivät materiaalin myötörajan. Kiinnikekorvakkeisiin syntyneet jännitykset on esitetty kuviossa 24.



Kuvio 24. Kiinnikekorvakkeisiin syntyvät jännitykset.

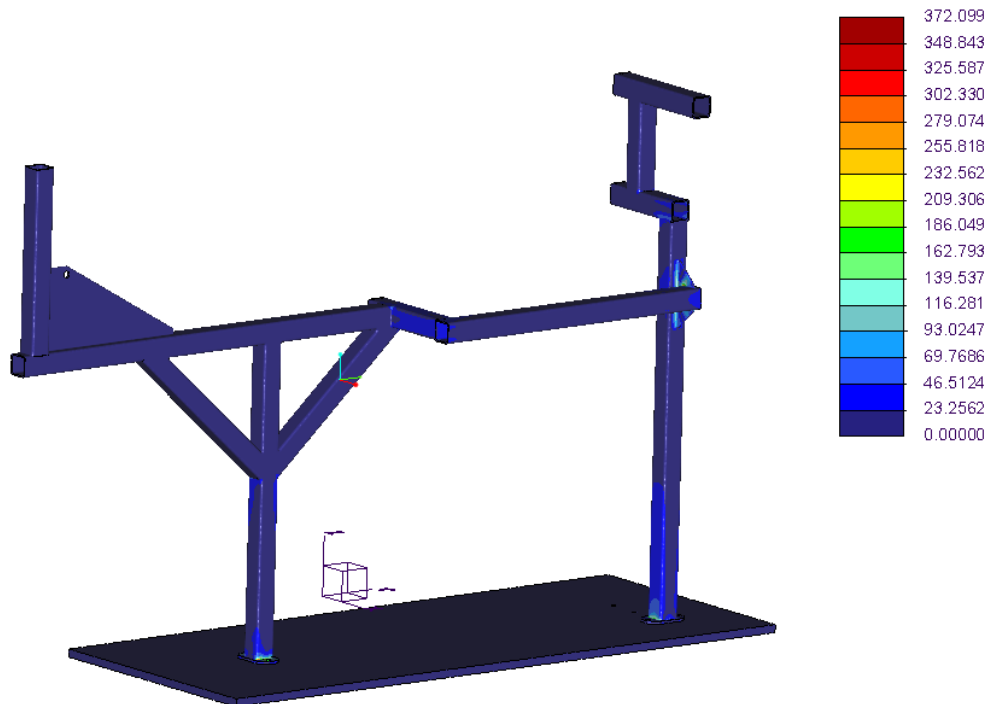


Kuvio 25. U-palkkeihin kohdistuva suurin jännitys.

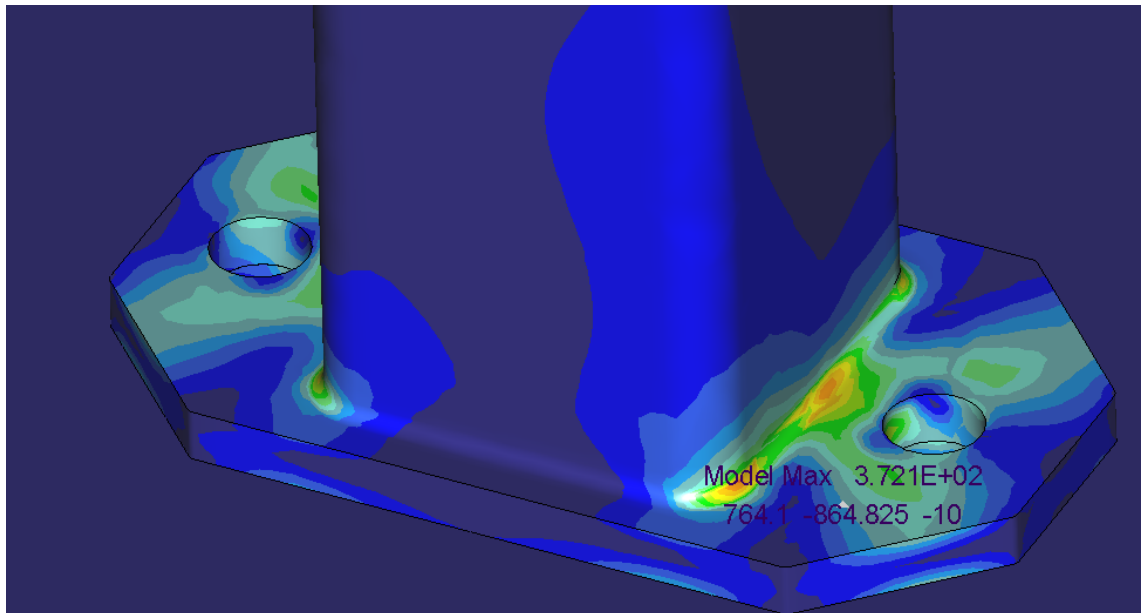
Korvakkeiden reikien reunoille syntyi noin 272 MPa:n suuruinen jännitys. Näin ollen korvakkeet ovat sopivat käyttötarkoitukseensa, jos väliastian muoto ja massa päätetään pitää samanlaisena kuin se on. Sama tilanne pätee U-profiilin palkkeihin, joiden päihin korvakkeet oli kiinnitetty. Niihin kohdistuu, kuten kuviossa 25 on nähtävillä, noin 342 MPa:n suuruinen jännitys. Muita huomioonotettavia jännityskeskittymiä ei analyysissä havaittu.

## 5.2 Kuormitustapaus: hidastuvuus

Hidastuvuutta tarkasteltiin sivujalkojen suhteen. Näin putkipalkiston jäykkyys ja tukipalkisto vastasi todellista tilannetta. Suurin jännitys hidastuvuudessa kohdistui palkiston vasempiin jalkoihin. Kokonaisuus on esitetty kuviossa 26. Hidastuvuuden maksimijännitys vaikuttaa pistemäisesti etummaisesta jalan pohjaan. Koska jännitys vaikuttaa pistemäisesti yhteen kohtaan, sen vaikutusta ei oteta huomioon tässä analyysissä. Pistekuorman vaikutuspaikka nähdään kuviossa 27.

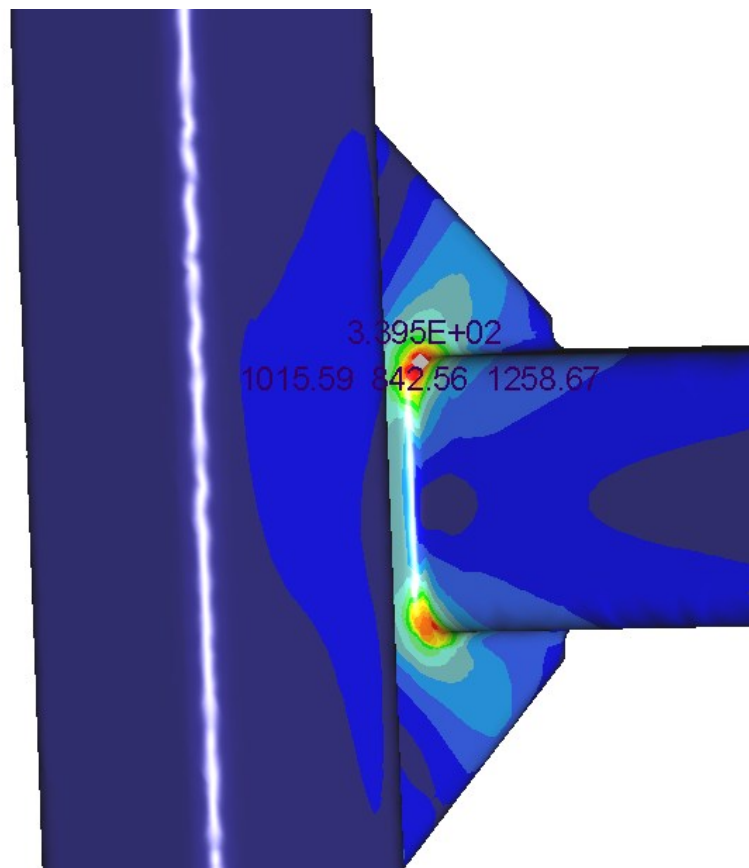


Kuvio 26. Hidastuvuuden vaikutus putkipalkiston oikeisiin jalkoihin.



Kuvio 27. Hidastuvuuden maksimijännityspiste.

Lähimpänä myötörajaa oleva jännityskeskittymä syntyi putkipalkiston takajalan kiinnikkeeseen. Tämän jännityksen voimakkuus oli noin 340 MPa. Kiinnike on esitetty kuviossa 28.



Kuvio 28. Takajalkojen kiinnikkeen jännityskeskittymät.

Kun tarkasteltiin kiinnityspultteihin kohdistuvaa leikkausjännitystä, huomattiin, että niihin kohdistuva jännitys oli todella pieni kokonaisjännitykseen verrattuna. Suurin leikkausjännitys (shear stress) syntyi pulttiin numero kolme. Pultin leikkausjännitys (shear stress) esitetty kuviossa 29.

```

Fastener2_axial_force:      1.275237e+06
Fastener2_axial_stress:    5.011365e+03
Fastener2_bending_moment:  6.683883e+06
Fastener2_bending_stress:  1.167378e+04
Fastener2_intf_bend_momt:  2.918425e+08
Fastener2_intf_norm_forc:  1.611100e+07
Fastener2_intf_shr_forc:   1.490300e+06
Fastener2_intf_tors_momt:  4.328546e+06
Fastener2_sep_stress:     8.495999e+04
Fastener2_shear_force:    1.578953e+05
Fastener2_shear_stress:   6.204895e+02
Fastener2_torsion_moment:  3.796454e+04
Fastener2_torsion_stress:  3.315360e+01
Fastener3_axial_force:    1.610724e+05
Fastener3_axial_stress:   6.329744e+02
Fastener3_bending_moment:  2.067868e+07
Fastener3_bending_stress:  3.611648e+04
Fastener3_intf_bend_momt:  5.503133e+08
Fastener3_intf_norm_forc:  1.492590e+06
Fastener3_intf_shr_forc:   1.307807e+06
Fastener3_intf_tors_momt: -1.023504e+08
Fastener3_sep_stress:     1.058110e+05
Fastener3_shear_force:    7.172417e+05
Fastener3_shear_stress:   2.818582e+03
Fastener3_torsion_moment: -1.233282e+06
Fastener3_torsion_stress: -1.076998e+03
Fastener4_axial_force:   -3.124811e+05
Fastener4_axial_stress:  -1.227973e+03
Fastener4_bending_moment:  1.834704e+07
Fastener4_bending_stress:  3.204413e+04
Fastener4_intf_bend_momt:  4.489109e+08
Fastener4_intf_norm_forc: -3.429187e+06
Fastener4_intf_shr_forc:   1.181277e+06
Fastener4_intf_tors_momt:  9.810531e+07
Fastener4_sep_stress:     8.705541e+04
Fastener4_shear_force:    6.663214e+05
Fastener4_shear_stress:   2.618477e+03
Fastener4_torsion_moment:  1.087412e+06
Fastener4_torsion_stress:  9.496132e+02

```

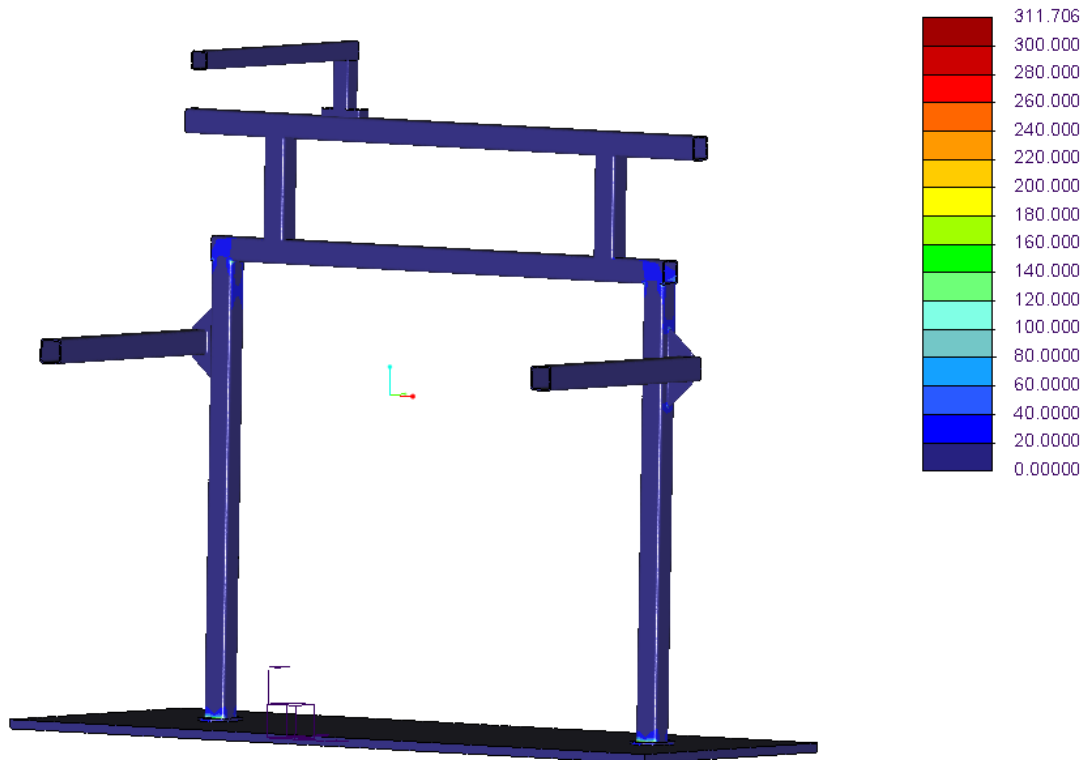
Analysis "Hidastuvuus\_3" Completed (14:04:24)

Kuvio 29. Pulttien leikkausjännitys.

Kuviosta 29 huomataan, että leikkausjännitys oli alle kolme megapascalialla. Näin ollen valitut pultit kestävät hidastuvuuden aiheuttaman kuormituksen.

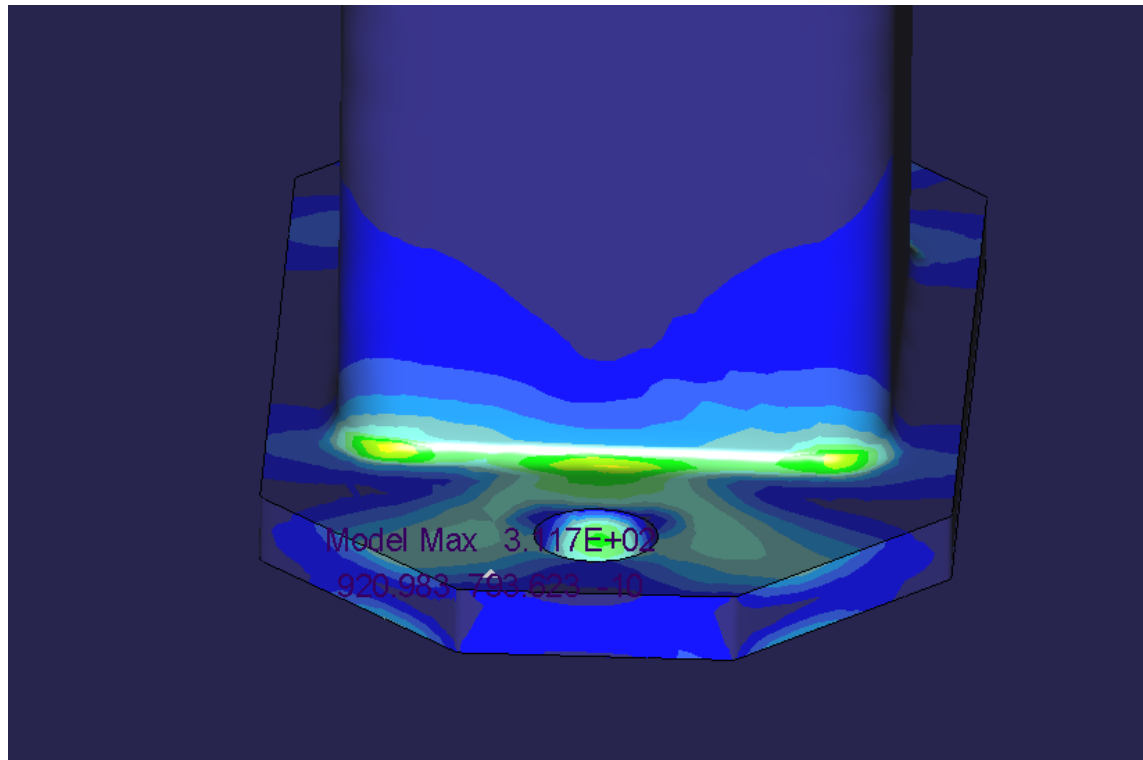
### 5.3 Kuormitustapaus: keskipakoisvoima

Keskipakoisvoimaa tarkasteltaessa keskityttiin etu- ja takajalkojen analyysiin. Tämä tehtiin jäykkyyden ja tuentojen takia. Suurimmat jännitykset syntyivät takajalkoihin, joiden keskittymät havaittavissa kuviossa 30.



Kuvio 30. Takajalkojen jännitykset keskipakoisvoimaa tarkasteltaessa.

Kuvion 30 mukaan keskipakoisvoiman maksimaalinen jännitys analyysissä oli ainoastaan noin 312 MPa, mikä ei ylitä materiaalin myötörajaa. Kuten hidastavuutta tarkasteltaessa, myös keskipakoisvoiman maksimaalinen jännitys syntyi pistekuormana toiseen jalkaan. Koska jännitys vaikutti yksittäisenä pisteenä, ei sitä huomioitu kokonaisuutta analysoitaessa. Pistekuorma esitetty kuviossa 31.



Kuvio 31. Keskipakoisvoiman maksimaalinen jännityspiste.

Keskipakoisvoimaa analysoitaessa ei putkipalkistoon syntynyt jännityskeskittymiä, joiden tarkastelu olisi ollut analyysin kannalta olennaista. Sama päti myös, kun analysoitiin kiinnitykseen käytettyjä pultteja. Pultteihin kohdistunut maksimaalinen leikkausjännitys on esitetty kuviossa 32.

```

Fastener2_axial_force:      -6.210368e+04
Fastener2_axial_stress:    -2.440521e+02
Fastener2_bending_moment:  1.422462e+07
Fastener2_bending_stress:  2.484409e+04
Fastener2_intf_bend_momt:  3.595290e+08
Fastener2_intf_norm_forc: -2.127973e+05
Fastener2_intf_shr_forc:   4.690730e+05
Fastener2_intf_tors_momt: -7.135138e+07
Fastener2_sep_stress:      7.095290e+04
Fastener2_shear_force:     5.028595e+05
Fastener2_shear_stress:    1.976113e+03
Fastener2_torsion_moment: -8.019218e+05
Fastener2_torsion_stress: -7.003008e+02
Fastener3_axial_force:     -8.491974e+04
Fastener3_axial_stress:    -3.337135e+02
Fastener3_bending_moment:  1.422844e+07
Fastener3_bending_stress:  2.485077e+04
Fastener3_intf_bend_momt:  3.596227e+08
Fastener3_intf_norm_forc: -1.051278e+06
Fastener3_intf_shr_forc:   5.663919e+05
Fastener3_intf_tors_momt:  7.062352e+07
Fastener3_sep_stress:      6.672780e+04
Fastener3_shear_force:     5.014261e+05
Fastener3_shear_stress:    1.970480e+03
Fastener3_torsion_moment:  8.077757e+05
Fastener3_torsion_stress:  7.054128e+02
Fastener4_axial_force:     -9.041991e+04
Fastener4_axial_stress:    -3.553278e+02
Fastener4_bending_moment:  1.423469e+07
Fastener4_bending_stress:  2.486170e+04
Fastener4_intf_bend_momt:  3.603596e+08
Fastener4_intf_norm_forc: -1.046098e+06
Fastener4_intf_shr_forc:   5.628412e+05
Fastener4_intf_tors_momt: -7.053434e+07
Fastener4_sep_stress:      7.352244e+04
Fastener4_shear_force:     5.037832e+05
Fastener4_shear_stress:    1.979743e+03
Fastener4_torsion_moment: -8.038874e+05
Fastener4_torsion_stress: -7.020173e+02

```

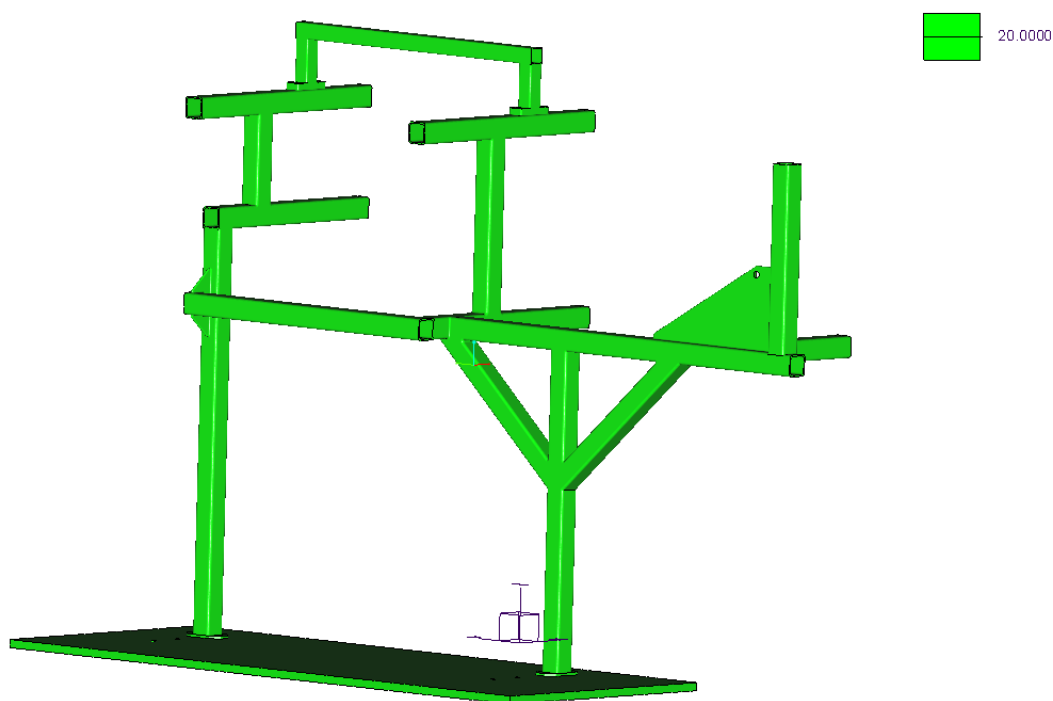
Analysis "Keskipakoisvoima\_2" Completed (14:57:27)

Kuvio 32. Keskipakoisvoiman aiheuttama leikkausjännitys kiinnityspultteihin.

Kuviosta 32 havaittiin, että suurin leikkausjännitys kohdistui pulttiin numeron neljä. Kuitenkin jännityksen suuruus jäi jälleen pieneksi, sillä leikkausjännitys oli alle kaksi MPa. Keskipakoisvoiman vaikutus kiinnityspultteihin oli siis pienempi kuin hidastuvuuden vaikutus, mikä on luonnollista, sillä hidastuvuuden aiheuttama kuormitus oli suurempi kuin keskipakoisvoiman aiheuttama kuormitus.

#### 5.4 Kuormitustapaus: pystysuuntainen dynaaminen kuormitus

Kuljetuksen aikaisia pystysuuntaista analysoitiin dynaamisena kuormituksena. Analyysiä varten päätettiin, että järjestelmän on kestävä kymmentuhatta laskentakierrosta. Kuviossa 33 on nähtävillä laskennan tulos.



Kuivio 33. Dynaamisen laskennan tulos.

Kuviossa 33 on huomattavissa, että koko järjestelmä kesti asetetun laskentakierrosmäärän. Pulttien kiinnitystä tarkasteltiin samalla analyysillä. Pultteihin kohdistuvat jännitykset esitetty kuviossa 34.

Constraint Set: ConstraintSet1: OPINNAYTETYO\_KULJETUS

Load Set: LoadSet1: OPINNAYTETYO\_KULJETUS

Resultant Load on Model:

in global X direction: -8.089616e-07  
 in global Y direction: -9.709692e-08  
 in global Z direction: -3.571000e+06

Measures:

max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	1.328435e-02
max_disp_x:	1.306186e-02
max_disp_y:	2.707471e-03
max_disp_z:	-5.694685e-03
max_prin_mag:	-2.986943e+04
max_rot_mag:	7.534650e-06
max_rot_x:	1.495703e-06
max_rot_y:	-7.531272e-06
max_rot_z:	4.044091e-08
max_stress_prin:	6.345207e+03
max_stress_vm:	1.756775e+04
max_stress_xx:	-2.072075e+04
max_stress_xy:	-3.959241e+03
max_stress_xz:	-9.149202e+03
max_stress_yy:	-1.388888e+04
max_stress_yz:	-3.690715e+03
max_stress_zz:	-2.245507e+04
min_stress_prin:	-2.986943e+04
strain_energy:	2.374759e+03
Fastener1_axial_force:	-2.819405e+04
Fastener1_axial_stress:	-1.107956e+02
Fastener1_bending_moment:	4.767639e+04
Fastener1_bending_stress:	8.326951e+01
Fastener1_intf_bend_momt:	3.445412e+06
Fastener1_intf_norm_forc:	-3.064488e+05
Fastener1_intf_shr_forc:	1.053299e+05
Fastener1_intf_tors_momt:	3.340734e+04
Fastener1_sep_stress:	5.678006e+02
Fastener1_shear_force:	3.606275e+02
Fastener1_shear_stress:	1.417176e+00
Fastener1_torsion_moment:	3.773806e+02
Fastener1_torsion_stress:	3.295583e-01

Kuvio 34. Pulttien pystysuuntaiset jännitykset.

Mallissa pystysuuntaisena akselina toimi Z-suuntainen akseli. Kun tarkastellaan maksimijännityksiä suuntaan ZZ huomataan, että pultteihin syntyi dynaamisessa kuormituksessa noin 2.25 MPa:n suuruinen puristus. Näin

dynaamisen kuormitus ei aiheuttanut liiallisia jännityksiä yhdellekään järjestelmän rakenteelle.

## 5.5 Tarkistuslaskemat

Tarkistuslaskelmien tarkoituksena oli poistaa räikeiden virheiden mahdollisuus analyysistä. Laskelmat suoritettiin laskemalla hidastuvuuden aiheuttama puhdas leikkausjännitys jalkojen kiinnityspulteille. Niissä tarkasteltiin ainoastaan yhden jalan kiinnityspultteja.

Jalan pultteihin kohdistui laskelmien mukaan ainoastaan noin 7.6 MPa:n suuruinen leikkausjännitys, joka oli linjassa FEM-analyysin kanssa. Puhtaassa leikkauksessa ei otettu huomioon järjestelmän muuta rakennetta, joten FEM-analyysin tuloksia voitiin pitää paikkansapitävinä. Tarkistuslaskelmat on esitetty tarkemmin liitteessä 2.

## 6 Pohdinta

Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli varmistaa FEM-analyysin avulla suunniteltavien rakenteiden kestävyys. Työn tilaajana toimi Tecwill Oy. FEM-analyysin tulokset olivat kriittisiä järjestelmän suunnittelutyön jatkamiselle. Käytetyt mallit, laskentaohjelma ja kuormitukset mahdollistivat riittävän tarkan lopputuloksen, jotta järjestelmän suunnittelua voidaan jatkaa suunnitellulla tavalla.

Tulokset osoittivat, että väliastian osalta rakenne ei kestä nykyisen suunnittelun mukaisia kuormituksia. Suosittelen joko muuttamaan järjestelmän rakennetta tai lisäämään perusaineen vahvuutta. Kannatinlaitteiston ja kiinnityspulttien osalta järjestelmä kestää kuljetuksen aiheuttaman rasituksen. Näin ollen opinnäytetyön tavoitteeseen päästiin.

Opinnäytetyön tulosten puolesta työtä tulee jatkaa tulevaisuudessa. Laskennassa käytettyjen tietokoneiden takia kuljetusten aikaisten kuormien laskennassa järjestelmä jouduttiin osittamaan. Järjestelmä tulee tulevaisuudessa laskea kokonaisuutena uudelleen. Lisäksi, koska laskennassa jouduttiin käyttämään käsin kopioituja malleja, järjestelmä ei vastaa absoluuttisesti alkuperäistä kokoonpanoa. Järjestelmän kestävyys on ehdottomasti laskettava uudelleen alkuperäisellä laskentaohjelmalla ennen kuin kokoonpano siirretään tuotantoon.

Työn haasteet liittyivät työn lopulliseen valmistumiseen. Opinnäytetyöni aikataulu oli alun perin asetettu liian tiukaksi. Toiminnallisen osuuden tietojen kerääminen kesti arvioitua kauemmin, mikä yhdessä muiden aikataulullisten haasteiden kanssa, venytti työn valmistumista monella kuukaudella. Lisäksi muiden projektien aikataulut hidastivat opinnäytetyön valmistumista.

Lopulta opinnäytetyön kirjoittaminen oli positiivinen kokemus. Sen tekeminen lisäsi syvempää ymmärrystäni lujuuslaskentaa kohtaan ja antoi lisää itseluottamusta suunnittelijana toimimiseen. Pääsin tutustumaan työn aikana myös Pohjois-Amerikkalaisiin standardeihin, joiden uskon olevan hyödyllisiä tulevassa työelämässä.

## Lähteet

- Be Group Oy Ab. 2022. Teräsrakentajan käsikirja.  
<https://www.begroup.fi/storage/7EF75A7A4EA29AA7D0F72AFD18F5AEB64D50AC1D467245AA3743D2EE231BD83D/45b00a98a33c412ea9c0fd9b9ad1aa88/pdf/media/7c3bc409efb843b786ba8f29bcf394e6/tera%CC%88srakentajan-ka%CC%88sikirja-2022-web.pdf>.  
 21.4.2025
- Driver's handbook on cargo securement. 2003.  
<https://static1.squarespace.com/static/58530c911b631b89245744ab/t/629a6af48fdad44c90828ed7/1654287095354/Drivers+Handbook+on+Cargo+Securement.pdf>. 1.5.2025
- Hietikko, E. 2013. Palkki Lujuuslaskennan perusteet 2. painos. Helsinki: BoD – Books on Demand.
- IEEE. 2021. A Breakdown of the Finite Element Analysis  
<https://innovationatwork.ieee.org/a-breakdown-of-the-finite-element-analysis/>. 08.11.2024
- Ignatov, M. 2012. Siirrettävän betoniaseman kiviainessiiloston modulointi. Karelia-ammattikorkeakoulu. Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma. Opinnäytetyö. <https://urn.fi/URN:NBN:fi:amk-2012121219168>. 08.11.2024.
- Koivisto, M. 2008. Concrete architecture in Finland. Hämeenlinna: Rakennustieto Publishing. [https://betoni.com/wp-content/uploads/2020/09/Concrete architecture by Jussi Tiainen.pdf](https://betoni.com/wp-content/uploads/2020/09/Concrete%20architecture%20by%20Jussi%20Tiainen.pdf). 1.5.2025
- Kujansuu, J. 2021. Teräsmateriaalien erityispiirteet. Kaivantotoimikunnan kouluspäivä 17.5.2021. <https://sgy.fi/content/uploads/2021/08/03-terasmaterialin-erityispiirteet.pdf>. 18.11.2024
- Laakko, T. Sukuvaara, A. Borgman, J. Simolin, T. Björkstrand, R. Konkola, M. Tuomi, J. Kaikonen, H. & Werner Söderström oyj. 1998. Tuotteen 3D-CAD -suunnittelu. Porvoo: WSOY.
- North American Cargo Securement Standard. 2012. Model Regulation.  
<https://cvsa.org/wp-content/uploads/North-American-Cargo-Securement-Standard-Model-Regulation.pdf>. 17.11.2024.
- Relmers, S. TYA & Östergren, N. Ajoneuvojen kuormaus ja kuormanvarmistus standardin en 12195-1:2010 mukaisesti. Opiskelijan käsikirja.  
[https://sites.utu.fi/cargosecuring/wp-content/uploads/sites/1302/2019/04/Student-Book\\_FI.pdf](https://sites.utu.fi/cargosecuring/wp-content/uploads/sites/1302/2019/04/Student-Book_FI.pdf).  
 08.11.2024
- Tecwill Oy. 2024a. Miksi Tecwill? <https://www.tecwill.com/fi/yritys/miksi-tecwill>.  
 11.2.2024
- Tecwill Oy. 2024b. Super Arcamix. <https://www.tecwill.com/fi/tuotteet/super-arcamix>. 11.2.2024
- Saarineva, J. 1995. Lujuusoppi peruskurssi 6. uudistettu painos. Tampere: Pressus Oy.
- Santaoja, K. 2021. Rasitusopin käsikirja 7. painos. Helsinki: Picaset.
- Serway, R.A. 1986. Physics for scientists & engineers with modern physics second edition. United States of Amerika: Saunders Collage Publishing.

SFS-EN ISO 898-1. 2013. Kiinnittimien lujuusominaisuudet. seostamattomat ja seosteräkset. osa 1: ruuvien ja vaarnaruuvien lujuusluokat. vakiokierre ja taajakierre. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS

Simons, L. 1970. Fysiikka korkeakouluja varten. Porvoo: Werner Söderströmin osakeyhtiön kirjapaino.

Understanding the Finite Element Method. 2023.

<https://efficientengineer.com/finite-element-method/>. 24.11.2024

## Liite 1

Kannatinlaitteiston kuormat

### Gravitaation vaikutuksen siirto kannatinjärjestelmän jaloille

Vaakajärjestelmän massa kuljetuksessa = 1040 kg

Piste a (etujalat) --> massakeskipisteeseen 0.4743 m

Piste b (takajalat) --> massakeskipisteeseen 1.227 m

$$f=1040 \cdot \text{kg} \cdot \text{g} \rightarrow f=10198.9 \cdot \text{N}$$

$$474.3 \cdot \text{mm} + 1224.7 \cdot \text{mm} \rightarrow 1.699 \cdot \text{m}$$

#### Takajalat:

$$\text{solve}(0.4743 \cdot \text{m} \cdot -10198.9 \cdot \text{N} + 1.699 \cdot \text{m} \cdot b_y = 0, b_y) \rightarrow b_y = 2847.17 \cdot \text{N}$$

$$\frac{2847.17 \cdot \text{N}}{2} \rightarrow 1423.59 \cdot \text{N}$$

#### Etujalat:

$$\text{solve}(a_y + 2847.17 \cdot \text{N} - 10198.9 \cdot \text{N} = 0, a_y) \rightarrow a_y = 7351.73 \cdot \text{N}$$

$$\frac{7351.73 \cdot \text{N}}{2} \rightarrow 3675.87 \cdot \text{N}$$

#### Hidastuvuus:

$$0.8 \cdot 10198.9 \cdot \text{N} \rightarrow 8159.12 \cdot \text{N}$$

$$8159.12 \cdot \_N \cdot 1.5 \triangleright 12238.7 \cdot \_N$$

$$\frac{12238.7 \cdot \_N}{4} \triangleright 3059.68 \cdot \_N$$

**Keskipakoisvoima:**

$$0.5 \cdot 10198.9 \cdot \_N \triangleright 5099.45 \cdot \_N$$

$$\frac{5099.45 \cdot \_N}{4} \cdot 1.5 \triangleright 1912.29 \cdot \_N$$

**Dynaaminen kuormitus:**

$$0.2 \cdot 10198.9 \cdot \_N \triangleright 2039.78 \cdot \_N$$

$$\frac{2039.78 \cdot \_N}{4} \cdot 1.5 \triangleright 764.918 \cdot \_N$$

**Kuljettimen aiheuttaman kuorman ala ja massa:**

40 mm x 965mm ja massa 1000 kg

$$1000 \cdot \_kg \cdot \_g \triangleright 9806.65 \cdot \_N$$

**Kiviaineksen aiheuttama kuorma:**

Massa 1070 kg

$$1070 \cdot \text{kg} \cdot \text{g} \rightarrow 10493.1 \cdot \text{N}$$

$$\sin(33) \rightarrow \sin(33)$$

$$\frac{10493.1 \cdot \text{N}}{4} \rightarrow 2623.28 \cdot \text{N}$$

**Liite 2**

Varmistuslaskelmat:

Hidastuvuuden aiheuttama puhdas leikkaus kiinnityspulttiin:

$$\frac{3059.68 \cdot \text{N}}{2} \rightarrow 1529.84 \cdot \text{N}$$

$$t = \frac{1529.84 \cdot \text{N}}{\frac{\pi}{4} \cdot (16 \cdot \text{mm})^2} \rightarrow t = 7.6088 \text{E}6 \cdot \text{Pa}$$