



TIELIIKENTEEN TYYPPIHYVÄKSYNNÄN TÄYTTÄVÄN VETOAISAN SUUNNITTELU

Toni Honkanen

OPINNÄYTETYÖ

Joulukuu 2023

Konetekniikka
Tuotekehitys

TIIVISTELMÄ
Tampereen ammattikorkeakoulu
Konetekniikka
Tuotekehitys

HONKANEN, TONI:
Tieliikenteen tyyppihyväksynnän vaatimukset täyttävän vetoaisan suunnittelu

Opinnäytetyö 47 sivua, joista liitteitä 1 sivua
Joulukuu 2023

Tässä opinnäytetyössä suunniteltiin tyyppihyväksynnän vaatimukset täyttävä vetoaisa O4-luokan perävaunulle. Opinnäytetyö toteutettiin perävaunuvalmistaja KOMÉ Oy:lle. Tarve uudelle vetoaisalle on seurausta vuonna 2013 voimaantuneen määräyksen, minkä myötä raskaankaluston kokonaispainot kasvoivat. Uusi määräys asettaa myös vetolaitteille aiempaa korkeampia vaatimuksia.

Opinnäytetyön tilaaja asetti projektin tavoitteeksi suunnitella vetoaisan komponentit niin, että vetoaisa on muunneltavissa eri perävaunutyypeille ja pituuksille. Käytännössä pituuden täytyy olla säädettävissä välillä 2200–4200 mm sekä runkokiinnitysleveyksien tulee olla: 980 mm, 1050 mm ja 1100 mm.

Opinnäytetyön tilaaja asetti lisäksi projektin tavoitteeksi suunnitella vetoaisan komponentit niin, että edellä mainitut vetoaisan pituudet ja leveydet saadaan kalettua mahdollisimman vähäisellä komponenttien varastointitarpeella.

Suunnittelua varten perehdyttiin lainsäädännön asettamiin vaatimuksiin vetoaisan rakenteelle ja lisävarusteille. Suunnitteluvaiheessa mitoitettiin vetoaisan komponentit, minkä jälkeen vetoaisalle tehtiin lujuustarkastelu FEM-ohjelmiston avulla. Työssä käytettiin mallinnukseen Solidworks- ja lujuuslaskentaan Ansys-ohjelmistoa.

Työn tuloksena suunniteltiin vetoaisan komponentit tavoitteiden mukaisesti. Vetoaisan lujuuslaskentaa varten luotiin laskentamalli, jolla saatiin selvitettyä eri kuormitustilanteiden aiheuttamat jännitykset vetoaisan rakenteelle.

Asiasanat: FEM-laskenta, CAD-mallinnus, E-tyyppihyväksyntä

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Degree Programme in Mechanical Engineering, Product Development

HONKANEN, TONI:

Design of a Drawbar Meeting the Requirements for the Type of Approval of Road Vehicles

Bachelor's thesis 47 pages, appendices 1 pages
December 2023

The purpose of this thesis was to design a drawbar for an O4 class trailer that meets the requirements of type approval. The project was carried out for the trailer manufacturer KOMÉ Oy. The need for a new drawbar has become necessary due to the higher gross vehicle weights for commercial vehicles that came into force in 2013, which means that the towing equipment also need to be updated to comply with the new regulations.

The thesis examined the requirements of directives, laws and E-regulations for the design and accessories of the drawbar.

The contractor of the project set the objective to design the drawbar components in such a way that the drawbar is adaptable to different trailer types and lengths. In practice, its length should be adjustable between 2200 and 4200 mm and the frame attachment widths should cover the widths 980, 1050 and 1100 mm.

The contractor of the thesis also set the objective to design the components of the drawbar so that the mentioned lengths and widths of the drawbar could be covered with the minimum need for component storage.

The project started with the dimensioning of the drawbar components, followed by a strength calculation of the drawbar using FEM analysis. SolidWorks was used for modelling and Ansys for strength calculation.

As a result, the components of the drawbar were designed according to the aims. For the strength calculation of the drawbar, a calculation model was created to determine the stresses on the drawbar structure under different loading conditions.

Key words: Finite-Elemente-Methode, CAD-modelling, E-Regulation no:55

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	6
2	KOME OY	7
3	HYVÄKSYNNÄT	8
	3.1 Tyyppi hyväksyntä	8
	3.2 E-tyyppi hyväksyntä	9
4	VETOAISAA KOSKEVAT MÄÄRÄYKSET	10
	4.1 Vetoajoneuvon ja hinattavan ajoneuvon väliset kytkennät	10
	4.2 UNECE:n E-sääntö n:o 55	10
	4.2.1 Nivelöityjen vetoaisojen korkeudensäätölaitteet	11
	4.2.2 Yleiset testausvaatimukset	12
	4.2.3 Testimenettelyt	13
	4.2.4 Dynaaminen testi	14
5	LUJUUSOPIN PERUSKÄSITTEITÄ	16
	5.1 Suoran sauvan veto tai puristus (normaalijännitys)	16
	5.2 Nurjahdus	18
	5.2.1 Stabiiliisuusteoria peruskäsite	18
	5.2.2 EULERin perusnurjahdustapaukset	20
	5.3 Väsyminen	21
6	TOTEUTUS	24
	6.1 E-säännön asettamat vaatimukset vetoaisalle	24
	6.2 Vetoaisan suunnittelu	25
	6.2.1 Vetosilmukka	26
	6.2.2 Pultattava jatko-osa	27
	6.2.3 Vetoaisan sivuprofiilit	29
	6.2.4 Vetoaisan kokoonpano	31
	6.2.5 Jatko-osan ja sivuprofiilien välisen pulttiliitoksen suunnittelu	32
7	VETOAISAN RAKENTEEN ANALYSOINTI	33
	7.1 Elementtimenetelmä	33
	7.2 Rakenteen analysointi	35
	7.3 Väsymistarkastelu	44
8	POHDINTA	45
	LÄHTEET	47
	LIITTEET	48
	Liite 1. Pulttiliitoksen esikristysovoima taulukko	48

D-arvo	Vetolaitteelle kohdistuva vaakasuuntaisen voiman teoreettinen viitevoima
E-55R	UNECE E-sääntö nr. 55
UNECE	YK:n Euroopan talouskomissio
Traficom	Liikenne- ja viestintävirasto
FEM	Finite Element Method
FEA	Finite Element Analysis
CAD	Computer Aided Design
EU	Euroopan Unioni
EY	Euroopan Yhteisö
ETA	Euroopan Talousalue
YK	Yhdistyneet Kansakunnat
kPa	Kilopascal
Mpa	Megapascal
GPa	Gigapascal
RHS	Rakenneputki (Rectangular Hollow Sections)
kN	Kilonewton

1 JOHDANTO

Tässä työssä suunniteltiin KOME Oy:lle tieliikenteeseen tyyppihyväksytty O4-luokan perävaunun vetoaisa, joka täyttäisi tämänpäiväisten yhdistelmämassojen vaatimukset. Työn taustalla on työn tilaajan tarve suunnitella vetoaisa, jota voitaisiin käyttää nykypäivän 76 tonnin kuorma-auto-perävaunuyhdistelmissä. Raportin aluksi esitellään vetolaitteiden mitoitusta ja suunnittelua ohjaavat lait, direktiivit ja määräykset.

Opinnäytetyön tilaaja asetti projektin tavoitteiksi suunnitella D-arvoltaan 190 kN, E-55R:n vaatimukset täyttävä vetoaisa perävaunuille. Suunniteltavan vetoaisan tulisi mukautua eri yhdistelmäpituuksiin sekä perävaunumallien eri runkoleveyksiin. Vetoaisan pituutta tulisi voida säätää välillä 2200 mm – 4200 mm sekä perävaunun runkoon kiinnitettävän osan leveysvaihtoehdot olla 980 mm, 1050 mm ja 1100 mm. Projektin onnistuneen lopputuloksen kannalta oli tärkeää suunnitella vetoaisan komponentit niin, että useat mittavariaatiot saadaan toteutettua mahdollisimman vähäisillä osien varastointi- ja valmistustarpeilla.

Suunnitteluvaiheessa tuodaan esille, kuinka vetoaisan eri komponentit täyttävät tilaajan asettamia tavoitteita sekä vetolaitteiden mitoitusta ohjaavia määräyksiä. Lopuksi vetoaisalle suoritetaan lujuuslaskenta ja FEM analyysi, jossa simuloidaan E-55R:n asettamia yleisiä testausvaatimuksia tyyppihyväksytyille kytkentälaitteille.

Tieliikenteen tyyppihyväksyntöjä on useita mutta tässä työssä keskitytään E-tyyppihyväksyntään, joka on vetolaitteiden hyväksynnässä ehkä yleisin tapa Suomessa. Tämän opinnäytetyön ulkopuolelle on rajattu tyyppihyväksynnän hakeminen sekä vetoaisan tyyppihyväksyntätestaus. Tyyppihyväksyntä testaukseen kuitenkin viitataan siinä määrin, mitä tässä projektissa on tarve.

2 KOME OY

KOME Oy on kansainvälisesti toimiva asiakaslähtöinen kuorma-autojen päällirakenteiden ja perävaunujen valmistaja, jonka juuret ovat lähtöisin Haapajärveltä vuodelta 1964. KOME Oy:n tuotemerkkejä ovat KOME, RKP, KOME Composite, BRIAB ja AKM. KOME tuotteisiin kuuluvat sora-, puu-, rahti-, turve-, hake- ja muut erikoistuotteet. Perävaunujen- ja päällirakenteiden valmistuksessa KOME Oy on tunnettu ennakkoluulottomista ja monipuolisista rakenneratkaisuista, joiden keskeisenä osana on erikoislujuudet teräkset ja komposiitit.

KOME Oy toimii nykyisin neljällä paikkakunnalla, jotka ovat Haapajärvi, Iisalmi, Rautalampi ja Mikkeli.

3 HYVÄKSYNNÄT

3.1 Tyyppihyväksyntä

Tyyppihyväksynnällä tarkoitetaan kansainvälisesti tai kansallisesti tunnustettua menettelyä, jossa hyväksyntäviranomainen varmentaa ajoneuvo- tai komponenttityypin täyttävän sitä koskevat tekniset vaatimukset. Tyyppihyväksytyt tuotteet käyttöä tieliikenteessä ei saa estää missään maassa, joka on tunnustanut kyseisen hyväksyntälajin omassa lainsäädännössään. Liikenne- ja viestintävirasto Traficom toimii Suomessa tyyppihyväksyntäviranomaisena. (TRAFICOM, 11.02.2022)

Tyyppihyväksyntä on ajoneuvon tai ajoneuvokomponentin valmistajan kannalta varmin keino varmistaa valmistamansa tuotteen kelpoisuus tieliikenteessä käytettäväksi. Erilaiset tyyppihyväksynät tunnustetaan EU- ja ETA-alueen lisäksi myös Venäjällä, Aasiassa, Etelä-Amerikassa ja Afrikassa. (TRAFICOM, 11.02.2022)

Sen lisäksi, että tyyppihyväksytyt tuotteet täytyy täyttää asianmukaisen säädöksen vaatimukset teknisiltä ominaisuuksiltaan, tulee tyyppihyväksyttävän tuotteen tuotannon täyttää tietyt erityisvaatimukset. Näin varmistetaan, että tyyppihyväksynnän hakijalla on edellytykset valmistaa sarjoina tyyppihyväksynnän mukaisia tuotteita. (TRAFICOM, 11.02.2022)

Tyyppihyväksyntää voi hakea ainoastaan tyyppihyväksyttävän tuotteen valmistaja tai valmistajan tähän valtuuttama edustaja. Tyyppihyväksyntä ei koske jo käyttöönotettuja ajoneuvoja tai niiden komponentteja, lukuun ottamatta tyyppihyväksyttävän tyypin esisarjan yksilöitä. Tyyppihyväksyntää ei myöskään voi hakea yksittäiselle tuotteelle, vaan se on tarkoitettu sarjoina tuotettavien ajoneuvojen ja komponenttien vaatimustenmukaisuuden osoittamiseen. (TRAFICOM, 11.02.2022)

Tieliikenteen tyyppihyväksynät voidaan sääntelyperustan mukaan jakaa kolmeen osa-alueeseen: EU- ja EY-tyyppihyväksyntöihin, YK:n alaisen UNECE:n

sääntöjen mukaisiin E-tyyppihyväksyntöihin sekä kansalliseen sääntelyyn perustuviin tyyppihyväksyntöihin. (TRAFICOM, 16.11.2023)

3.2 E-tyyppihyväksyntä

YK:n Euroopan talouskomissio UNECE on perustettu vuonna 1947. Se on yksi viidestä YK:n aluekomissiosta, ja sen tarkoituksena on vahvistaa jäsenmaiden välistä taloudellista yhteistyötä. Työn painopisteitä ovat taloudelliset- ja poliittiset analyysit, ympäristö- ja elinolot, tilastointi, kestävät energiamuodot sekä kaupan, teollisuuden ja yritysmaailman kehittäminen, puutavara ja liikenne. UNECE kehittää yhteisiä käytäntöjä, ohjesääntöjä ja standardeja sekä toimii teknisenä tukena. (TILASTOKESKUS n.d.) UNECE:n laatimien, E-sääntöjen mukaisesti tyyppihyväksytyn komponentin käyttö mahdollistetaan kaikissa jäsenvaltioissa. Viimeisimmän päivityksen mukaan sopimusmaita olisi kaikkiaan 57 kpl.

4 VETOAISAA KOSKEVAT MÄÄRÄYKSET

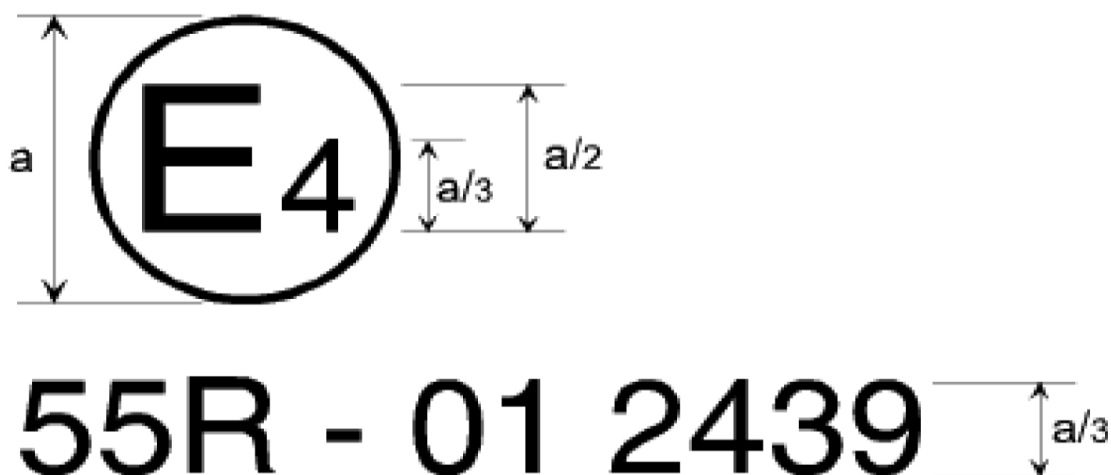
4.1 Vetoajoneuvon ja hinattavan ajoneuvon väliset kytkennät

Ajoneuvolain 62 §:ssä tarkoitettuina yleisesti käytössä olevina kytkentälaitteina pidetään direktiivin 94/20/EY ja E-säännön n:o 55 mukaisesti tyyppihyväksytyjä kytkentälaitteita. Kytkentälaitteen mitoituksessa voidaan käyttää suurimpia kytkettäville ajoneuvoille tai ajoneuvoyhdistelmälle tiellä käytettäväksi sallittuja massojen arvoja, jos vastaavat ajoneuville tai ajoneuvoyhdistelmälle teknisesti sallittujen massojen arvot ovat tätä suurempia. Jos valmistajan lakisääteisen kilven tiedot eivät vastaa kytkentälaitteelle sallittuja massoja, tieto siitä, että kytkentälaitteen mitoitus ei ole ajoneuville tai ajoneuvoyhdistelmälle teknisesti hyväksytyä massaa vastaava, merkitään rekisteriin. (TRAFICOM)

4.2 UNECE:n E-sääntö n:o 55

Vuoden 1958 sopimus on Yhdistyneiden kansakuntien monenvälinen sopimus, jonka tavoitteena on vahvistaa ajoneuvojen ja niiden varusteita koskevat yhdenmukaiset säännöt. Tämän sopimuksen nojalla annetut säännöt tunnetaan meillä suomessa ns. E-sääntöinä. Euroopan talouskomission (UNECE) sääntö n:o 55 asettaa ajoneuvoyhdistelmien mekaanisten kytkinosien hyväksyntää koskevat yhdenmukaiset vaatimukset. E-säännössä n:o 55 eritellään mm. mekaanisen kytkinlaitteen tai -osan hyväksynnän hakeminen sekä niitä koskevat varuste- ja yleiset testausvaatimukset.

E-säännön mukaan hyväksytyt komponentit merkitään hyväksyntämerkillä, jossa ympyrän sisällä olevan E-kirjaimen vieressä on hyväksyntämaan numerokoodi sekä ympyrän välittömässä läheisyydessä lisämerkinnät kuten minkä säännön mukaan komponentti on hyväksytty ja hyväksyntänumero.



KUVA 1. E-55R-hyväksytty mekaaninen kytkinlaite tai osa, joka on hyväksytty Alankomaissa (E4), sen hyväksyntänumero on 2439 ja se vastaa tämän säännön muutossarjan 01 vaatimuksia (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010).

4.2.1 Nivelöityjen vetoaisojen korkeudensäätölaitteet

Nivelöidyt vetoaisat on varustettava laitteilla vetoaisan säätämiseksi kytkinlaitteen tai kidan korkeudelle. Näiden laitteiden on oltava sellaisia, että yksi henkilö voi säätää vetoaisan ilman työkaluja tai muita apuvälineitä. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

Korkeudensäätölaitteilla on voitava säätää vetosilmukat tai vetokuulat maahan nähden vaakatasoisesta asennosta vähintään 300 millimetriä ylöspäin ja alaspäin. Tällä alueella vetoaisan on oltava säädettävissä portaattomasti tai enintään 50 millimetrin portain mitattuna vetosilmukasta tai vetokuulasta. Korkeudensäätölaitteet eivät saa estää vetoaisaa liikkumasta helposti kytkennän jälkeen. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010.)



KUVA 2. Vetoaisan korkeudensäätöön käytettävä veivi (TMT. MALINEN OY. n.d.).

4.2.2 Yleiset testausvaatimukset

Kytkinlaitteiden näytteille on suoritettava sekä lujuustestit että toiminnalliset testit. Fyysiset testit on suoritettava aina kun mahdollista, mutta ellei muuta määrätä, tyyppihyväksyntäviranomainen tai tekninen tutkimuslaitos voi luopua fyysisistä lujuustesteistä, jos osan yksinkertainen rakenne tekee teoreettisen tarkistuksen mahdolliseksi. Huonoin mahdollinen tapaus voidaan määrittää teoreettisilla tarkastuksilla. Teoreettisten tarkastusten on kuitenkin aina taattava saman tasoinen tulosten laatu kuin dynaamisten tai staattisten testien. Epäselvissä tapauksissa fyysisen testauksen tulokset ovat määrääviä. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

Kytkinlaitteissa lujuus on todennettava dynaamisella testillä (kestotestillä). Tiettyissä tapauksissa voivat lisäksi jotkin staattiset testit olla tarpeellisia. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

Dynaaminen testi on suoritettava suunnilleen sinimuotoisella kuormituksella (vaihtuva ja/tai jaksottainen) materiaalille soveltuvalla kuormituskertojen lukumäärällä. Halkeamia tai murtumia ei saa esiintyä. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

Ainoastaan vähäinen pysyvä muodonmuutos sallitaan säädetyissä staattisissa testeissä. Ellei toisin mainita, pysyvä plastinen muodonmuutos vapauttamisen jälkeen saa olla korkeintaan 10 prosenttia suurimmasta testin aikana mitatusta muodonmuutoksesta. Jos testaaja joutuu vaaratilanteeseen muodonmuutoksen mittaamisen takia, staattisen testin tämä osa voidaan jättää pois, mikäli sama parametri testataan muissa testeissä, kuten dynaamisessa testissä. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

Dynaamisissa testeissä kuormitusoletukset perustuvat ajoneuvon pitkittäisakselin suuntaiseen vaakasuuntaiseen voimakomponenttiin ja pystysuuntaiseen voimakomponenttiin. Ajoneuvon pitkittäisakseliin nähden poikittaisia vaakasuuntaisia voimakomponentteja ja momentteja ei oteta huomioon, jos niillä on ainoastaan vähäinen merkitys. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

Ajoneuvon pituusakselin suuntainen vaakasuuntainen voimakomponentti esitetään teoreettisesti määriteltynä viitevoimana, D - tai D_c - arvona. Tarvittaessa pystysuora voimakomponentti esitetään staattisena pystysuuntaisena kantokuormana S kytkentäpisteessä ja oletettuna pystysuuntaisena kantokuormana V , tai kun on kyse vetopöytäkytkimistä, oletettuna pystysuuntaisena kantokuormana U . (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

4.2.3 Testimenettelyt

Dynaamisia testejä ja staattisia testejä varten näyte on asetettava voimien kohdistamisen mahdollistavaa sopivaan telineeseen siten, että siihen ei kohdistu mitään lisävoimia tai -momentteja määritellyn testivoiman lisäksi. Kun on kyse vaihtokuormaisista testeistä, voiman kohdistamisen suunta ei saa poiketa yli $\pm 1^\circ$ määritellystä suunnasta. Tykyttäväkuormaisissa tai staattisissa testeissä kulman on oltava suurimman testikuorman mukainen. Tavallisesti tämä vaatii liitoksen

voiman kohdistuspisteessä (eli kytkentäpisteessä) ja toisen liitoksen riittävän etäisyyden päässä. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

Testaustaajuus ei saa olla yli 35 hertziä. Valitun taajuuden on oltava riittävän etäällä testijärjestelyn ja laitteen resonanssitaajuuksista. Asynkronisessa testauksessa kahden voimakomponentin taajuuksien eron on oltava noin 1–3 prosenttia. Teräksisille kytkinlaitteille jaksojen lukumäärä on 2×10^6 . Muista materiaalista valmistetuille laitteille suurempi jaksojen lukumäärä voi olla tarpeen. Halkeamien testauksessa on käytettävä tunkeumavärimenetelmää tai vastaavaa menetelmää. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

Tykyttävässä testissä testausvoima vaihtelee suurimman ja pienimmän testausvoiman välillä. Pienin testausvoima saa olla korkeintaan 5 prosenttia suurimmasta testausvoimasta, ellei kyseisessä testimenettelyssä muuta edellytetä. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

Testattavat kytkinlaitteet tai -osat on tavallisesti kiinnitettävä mahdollisimman jäykästi testaustelineeseen todelliseen asentoonsa, jossa niitä käytetään ajoneuvossa. Kiinnityslaitteiden on oltava valmistajan tai hakijan määrittelemiä ja niitä, jotka on tarkoitettu kytkinlaitteen tai -osan kiinnittämiseen ajoneuvoon, ja/tai niillä on oltava samat mekaaniset ominaisuudet. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

Kytkinlaitteet tai -osat on testattava siinä muodossa kuin niitä käytetään liikenteessä. Valmistajan harkinnan mukaan ja teknisen tutkimuslaitoksen suostumuksella joustavat osat voidaan korvata jäykillä, jos tämä on välttämätöntä testimenettelyn kannalta ja jollei sillä ole vääristävää vaikutusta testitulokseen. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

4.2.4 Dynaaminen testi

Vetoaisat testataan samalla tavalla kuin vetosilmukat. Tyyppihyväksyntä viranomaisen tai tekninen tutkimuslaitos voi luopua kestotestistä, jos osan yksinkertaisen rakenteen ansiosta sen lujuuden teoreettinen tarkastus on mahdollista. Vetoaisat ja vetosilmukat on alistettava samaan dynaamiseen testaukseen kuin

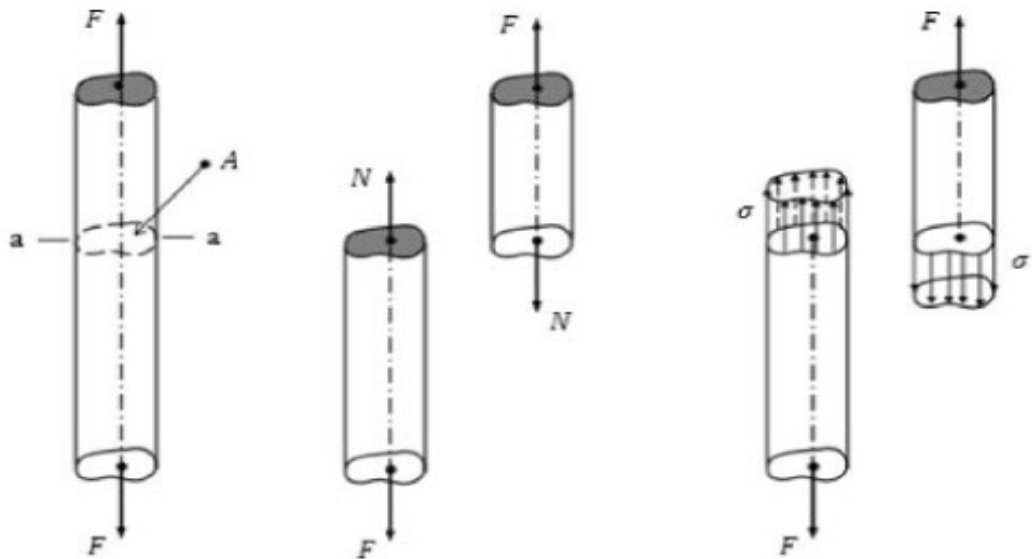
vetoaisakytkimet. Dynaamiset testit on suoritettava vaakasuuntaisella vaihtokuormituksella $F = \pm 0,6 D$, joka vaikuttaa maanpinnan suuntaisen viivan suuntaisena ja kulkee vetoajoneuvon pituussuuntaisessa keskitasossa kytkintapin keskiön kautta. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

Pystysuunnassa vapaasti liikkuvien täysperävaunujen vetoaisojen osalta on kestotestin tai teoreettisen lujuuden todentamisen lisäksi todennettava nurjahduksen kesto joko teoreettisella laskelmalla, kun mitoitusvoima on $3,0 \times D$, tai nurjahdustestillä mitoituskuormituksella $3,0 \times D$. Laskennassa käytettävien suurimpien taakkojen on oltava ISO 7641/1 (1983) -standardin kohdan 5.3 mukaisia. (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010)

5 LUJUUSOPIN PERUSKÄSITTEITÄ

5.1 Suoran sauvan veto tai puristus (normaalijännitys)

Tässä luvussa tutustutaan muutamiin tämän opinnäytetyön kannalta tärkeisiin lujuusopin peruskäsitteisiin, kuten jännitys ja venymä. Näiden käsitteiden selvittämiseksi muodostetaan aluksi yksinkertainen lujuusopin ongelma, vedon tai puristuksen kuormittama suora, materiaaliltaan homogeeninen sauva. (Salmi Tapio, 2006, s.147.)



KUVA 3. Vetosauva (a), poikkileikkauksen normaalivoima N (b) ja normaalijännitys σ (c) (Salmi Tapio, 2006, s.147).

Kuvan 3a mukaista homogeenista, suoraa sauvaa kuormittavat sen päihin kohdistuvat annetut ulkoiset voimat F , joiden vaikutussuorien oletetaan yhtyvän sauvan akseliin eli poikkileikkauspintojen pintakeskiön uraan (Salmi Tapio, 2006, s.147).

Leikkaamalla kappale kahteen osaan kuva 3c mukaisesti saadaan halutussa kohdassa vaikuttavat sisäiset voimat näkyville. Statiikassa käsiteltiin näiden sisäisten voimien yhdistämistuloksia eli resultantteja. (Salmi Tapio, 2006, s.147.)

Sauvan poikkileikkausta vastaan kohtisuoran sisäisen voimajakautuman resultantti on poikkileikkauspinnan normaalivoima N . Kuvassa 3b on palkin osien leikkauspintojen normaalivoimiin sovellettu voiman ja vastavoiman lakia, jolloin kummankin kappaleen vastinpintoihin vaikuttavat yhtä suuret mutta vastakkaiset voimat N . Normaalivoima voidaan laskea sauvan kumman tahansa osan tasapainoehdosta, josta seuraa, että $N = F$. (Salmi Tapio, 2006, s.147.)

Sisäisen voimajakautuman tiheyttä eli intensiteettiä (kuva 1 c) sanotaan tässä tapauksessa poikkileikkauspinnan normaalijännitykseksi σ (normal stress). Jännitystä kutsutaan vetojännitykseksi, jos sen suunta on pois päin leikkauspinnasta ja puristusjännitykseksi, jos se on leikkauspintaan päin. (Salmi Tapio, 2006, s.148.)

Normaalijännityksen lauseke on

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

Missä A on sauvan poikkileikkauksen pinta-ala. Näin määritelty normaalijännitys esittää poikkileikkauksen keskimääräistä normaalijännitystä. Jännityksen yksiköksi saadaan

$$[\sigma] = \frac{[F]}{[A]} = \frac{N}{m^2} = Pa \quad (2)$$

Toisin sanoen jännityksen perusyksikkö on pascal (Pa). Lujuusopin ongelmissa jännitysten suuruusluokka on yleensä sellainen, että on luontevampaa käyttää kerrannaisyksiköitä kPa , MPa ja GPa . Yleisin käyttöön tuleva kerrannaisyksikkö on MPa . (Salmi Tapio, 2006, s.148.)

5.2 Nurjahdus

5.2.1 Stabiilisuusteoria peruskäsite

Nurjahdus on erityisesti sauvarakenteissa esiintyvä ongelma, jossa rakenteeseen kohdistuvat aksiaalisesti puristavat voimat aiheuttavat rakenteen tasapainon menetyksen. Lopputuloksena on rakenteen vääntyminen. (Salmi, T. & Pajunen, S. 2010, s.275)

Kappaleen tasapaino on stabiili, mikäli se pyrkii aina palautumaan takaisin yhteen tiettyyn asemaan, tasapainoasemaan, mikäli sitä poikkeutetaan. Nurjahdus tapahtuu, kun kappaleen tasapaino kuormituksen vaikutuksesta muuttuu stabiilista indifferentiksi. Tällöin myös yhden tietyn tasapainoaseman viereiset asemat ovat tasapainoasemia, eikä tasapainoasemasta poikkeutettu kappale enää palaudukaan alkuperäiseen asemaansa, vaan jää uuteen tasapainoasemaan. (Salmi, T. & Pajunen, S. 2010, s.272)

Nurjahduksessa suora sauvarakenne on siis alkutilanteessa yhdessä stabiilissa tasapainoasemassaan, kunnes siihen kohdistuva puristava voima kasvaa riittävän suureksi saattaen rakenteen liikkeeseen. Tämän liikkeen päätteeksi sauva päättyy viereiseen tasapainoasemaansa, jossa sen muoto on taipunut. Tätä aksiaalisesti kuormitetun sauvan stabiiliusongelmaa kutsutaan myös nurjahdusongelmaksi. (Salmi, T. & Pajunen, S. 2010, s.272)

Yleistämällä voidaan määritellä:

Tasapainoa sanotaan stabiiliksi, jos kaikista kinemaattisesti mahdollisista pienistä tasapainoaseman häiriöistä aiheutuu tasapainoaseman palauttava voimasysteemi. Jos voimasysteemi pyrkii lisäämään pientä kinemaattista häiriötä, on tasapaino labiili. Rajatapausta sanotaan indifferentiksi. (Salmi Tapio, 2006, s.268.)

Seuraavassa käsitellään aksiaalisesti keskeisesti kuormitetun suoran sauvan stabiilisuusongelmaa, jota sanotaan nurjahdusongelmaksi (buckling). (Salmi Tapio, 2006, s.268.)

Nurjahdustilanteessa ovat siis sauvan hieman taipuneetkin muodot tasapaino-
asemia. Tähän perustetaan nurjahduskuorman P_n arvon laskeminen. (Salmi Ta-
pio, 2006, s.268.)

Kuva 4. esittää täysin jäykkää sauvaa, joka on tuettu sivusuunnassa lineaari-
jousilla, joiden jäykkyyserroin on k . Kuvan 4. hieman siirtyneessä asemassa jou-
sivoimilla on lauseke

$$F_j = k \cdot \frac{3}{4} L \sin \varphi \quad (3)$$

Tasapainoehto kuvan 4. asemassa on

$$-PL \sin \varphi + 2F_j \cdot \frac{3}{4} L \cos \varphi = 0 \quad (4)$$

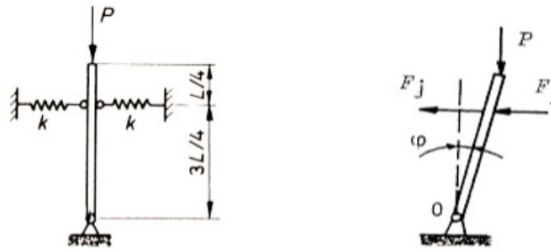
$$\rightarrow \left(-PL + \frac{9}{8} kL^2 \cos \varphi \right) \sin \varphi = 0 \quad (5)$$

Yhtälö toteutuu, kun $\sin \varphi = 0$, eli $\varphi = 0$, joten sauvan pystyasento on tasapaino-
asema.

Kuvan 4. naapuriasemassa kulma φ on itseisarvoltaan hyvin pieni, joten $\cos \varphi \approx$
1. Hieman siirtyneelle asemalle, jossa $P = P_n$, seuraa tasapainoyhtälö

$$-P_n L + \frac{9}{8} kL^2 \cdot 1 = 0 \rightarrow P_n = \frac{8}{9} kL \quad (6)$$

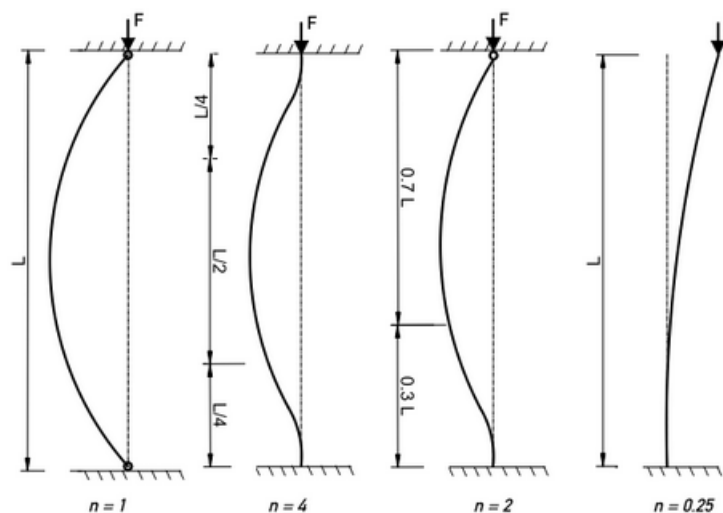
Pystyasento on siis stabiili tasapainoasema, kun $P < P_n$. (Salmi Tapio, 2006,
s.268.)



KUVA 4. Sauvan siirtynyt asema. Muokattu lähteestä (Salmi Tapio, 2006, s.268.)

5.2.2 EULERin perusnurjahdustapaukset

Edellisessä luvussa esitettyyn stabilisuusteoriaan perustuen sveitsiläinen Leonhard Euler esitteli vuonna 1744 neljä erilaista nurjahdustapausta suorille sauvoille, joissa on huomioitu tuennat vaikutukset nurjahdukseen. Kuvassa 5. on esitetty Euler:n perusnurjahdustapaukset. Niistä jokaiseen liittyy erisuuruinen nurjahduskerroin sekä nurjahduspituus.



KUVA 5. Euler:n tapaukset Euler 2, Euler 4, Euler 3 ja Euler 1.(ENGINEERING TOOLBOX. n.d.)

Kuvassa 5. esitettyjen tapauksen nurjahdusvoimalle voidaan johtaa edellisen aliluvun teorian mukaan seuraava kaava

$$F = F_n = n \frac{\pi^2 EI}{L} \quad (7)$$

jossa F_n on nurjahdusvoima, n nurjahdustapauksen kerroin, E materiaalin kimmo-kerroin, I materiaalin poikkileikkauksen nelimomentti ja L sauvan pituus.

Nurjahdusvoiman laskennassa ei voida suoraan käyttää sauvan pituutta vaan laskennassa täytyy käyttää ns. nurjahduspituutta L_n , jolla tarkoitetaan sen nurjahdusmuodon kahden peräkkäisen käännepisteen välimatkasta.

Koska tässä opinnäytetyössä halutaan selvittää pienin vetoaisaan kohdistettava voima, jolla vetoaisa nurjahtaa, käytetään nurjahdusmuotona niin sanottua perusmuotoa, jolloin $n = 1$. Tässä tapauksessa perusmuotoa vastaa pienin nurjahdusvoiman arvo ja nurjahdusvoimalle voidaan johtaa kaava (8)

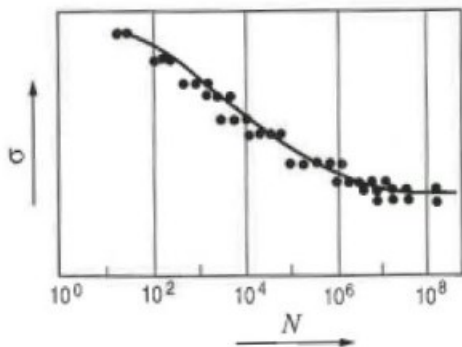
$$F_n = \frac{\pi^2 EI}{L_n^2} \quad (8)$$

5.3 Väsyminen

Teräksen väsymisellä tarkoitetaan dynaamisesta kuormituksesta aiheutuvaa materiaalivauriota, joka tapahtuu staattista vauriorajaa alhaisemmalla jännitystasolla. Dynaaminen kuormitus voi olla vakio- tai muuttuva-amplitudista, jonka suunta, suuruus tai sijainti on vaihtelevaa. Väsymisilmiö saa alkunsa materiaaliin ydintyvistä alkusäröistä, jonka kasvu johtaa lopulta materiaalin lopulliseen murtumiseen. Lineaarielastisessa murtumismekaniikassa särön kasvu voidaan jakaa kolmeen vaiheeseen: ydintyminen, stabiili särönkasvu ja epästabiili särönkasvu. Joista viimeinen vaihe on hyvin nopea ja johtaa kappaleen lopulliseen murtumiseen. Alkusärön syntymistä ja kasvua säätelevät materiaaliopin lainalaisuudet kuten kimmo- ja plastisuusteoriat. Myös kappaleen valmistusprosessilla, pinnanlaadulla ja pinnan viimeistelyllä on suuri vaikutus väsymisvaurion syntymiseen ja kehittymiseen. (Salmi, T. & Pajunen, S. 2010, s.353.)

Kappaleen pinnan geometriset epätasaisuudet ja pinnassa vaikuttavat vetojännitykset pienentävät kappaleen kestoikää helpottamalla alkusärön syntymistä kappaleen pintaan. Pintakäsittelyllä voidaan vaikuttaa kappaleen kestoikään positiivisesti tai negatiivisesti riippuen pintakäsittelyn aiheuttamasta jännitystilasta kappaleen pinnassa. Kappaleen väsymiskestävyyttä saadaan parannettua esimerkiksi mekaanisella kuulapuhalluksella, jolloin suurella nopeudella suihkutettavat teräs- tai lasipartikkelit saavat kappaleen pinnassa aikaan puristusjännitysvyöhykkeen. (Salmi, T. & Pajunen, S. 2010, s.369–370.)

Väsymislaskentamenetelmien päätarkoitus on pyrkiä selvittämään vaihtelevalla kuormitukselle altistuvan kappaleen elinikä. Väsymislaskentaan liittyvä teoria poikkeaa muista lujuusopin osa-alueista, sillä sitä ei voida johtaa samanlaisin analyttisin menetelmin kuin esimerkiksi pisteen jännitystilaa tai palkin taivutus-teorian yhtälöä. Väsymisen tutkiminen ja laskentamenetelmien kehitys on mennyt eteen päin historian aikana tapahtuvien onnettomuuksien luoman painostuksen myötä. Nykyisin käytössä olevat S-N käyriin perustuvat aikatasoiset väsymislaskentamenetelmät on johdetun testituloksista saatujen materiaalien käyttäytymismallien perusteella. (Salmi, T. & Pajunen, S. 2010, s.355.)



KUVA 6. Jännitys-elinikä-käyrä (Salmi, T. & Pajunen, S. 2010, s.359)

S-N käyrät ovat kuormituskokeisiin perustuvia jännitys-elinikäkäyriä, joiden historia ulottuu 1850-luvulle. Tällöin saksalaisen rautatieinsinöörin August Wöhler tutkivat onnettomuuksia aiheuttaneille junanvaunujen sekä veturien akseleiden murtumiselle. Wöhler suoritti akseleille dynaamisia kuormituskokeita eri jännitystasoilla, saaden näin muodostettua kuvan 6 mukaisen jännitys-elinikä-käyrän (S-

N käyrä). Tutkimuksissaan Wöhler havaitsi myös rautametallien kestäväen käytännössä äärettömän monta kuormitussykliä, kunhan jännityksen amplitudi pysyy tietyn rajan alapuolella. Tätä rajaa kutsutaan yleisesti väsymisrajaksi. Lisäksi Wöhler osoitti että, väsymisen kannalta jännitysvaihtelun merkitys on suurempi kuin jännityksen maksimiarvon. Koska kuvan 6 mukaisen käyrän käyttäminen käytännön väsymislaskennassa olisi työlästä, tyydytään log-log asteikolle yksinkertaistettuun S-N käyrään. (Salmi, T. & Pajunen, S. 2010, s.355.)

6 TOTEUTUS

6.1 E-säännön asettamat vaatimukset vetoaisalle

Tämän projektin käytännön osuus aloitettiin tutustumalla millaisia vaatimuksia E-sääntö nr. 55 asettaa vetoaisan varusteille, rakenteelle sekä testausvaatimuksille. Tässä opinnäytetyössä suunnitellaan täysperävaunun vetoaisa, josta E-säännössä karkeasti ottaen määrätään seuraavaa.

Suunniteltava vetoaisa on malliltaan nivelöity vetoaisa, joka kiinnitetään runkoon sen rungonpuolen aisojen päässä olevista holkeistaan neljällä kartiokumipuslalla sekä pultilla puslan läpi ja näin ollen se sallii rotaation tuon pultin ympäri, tästä tulee nimitys nivelöity vetoaisa.

Koska kyseessä ei ole jäykästi esim. hitsaamalla runkoon kiinnitetty vetoaisa ja jarrutettaessa voimakkaasti siihen kohdistuu suuria voimia, joka aiheuttaa vetoaisalla nurjahdusvaaran tulee nivelöityjen vetoaisojen kohdalla todeta sen nurjahduksen kesto.

Nurjahdustarkastelun lisäksi vetoaisalle suoritetaan dynaaminen testi, joka suoritetaan vaakasuuntaisella vaihtokuormituksella $F = \pm 0,6 D$, joka vaikuttaa vetoaisan pituussuuntaisessa keskitasossa. Teräsisille kytkinlaitteille jaksojen lukumäärä on 2×10^6 . Aiemmin vetoaisoja on hyväksytty myös laskennallisin perustein ja tämä löytyy vielä säännöstäkin, mutta käytännössä tutkimuslaitokset ovat luopuneet tuosta mahdollisuudesta ja lähes aina vaaditaan kestopesti.

Tämän opinnäytetyön vetoaisalle on suunniteltu jo aiemminkin mainittu D-arvo 190 kN, joka tarkoittaisi sitä, että dynaaminen testi suoritetaan vaihtokuormituksella $F = \pm 114$ kN sekä nurjahdustarkastelu voimalla $F = 570$ kN.

Kestotestien lisäksi vetoaisan varusteille on muutamia vaatimuksia. Nivelöity vetoaisa tulee varustaa korkeudensäätölaitteella, jolla yksi henkilö voi ilman apuvälineitä tai työkaluja säätää maahan nähden vaakatasoisesta asennosta vähintään 300 millimetriä ylös- tai alaspäin. Tällä alueella vetoaisa on oltava säädettävissä portaattomasti tai enintään 50 millimetrin portain mitattuna vetosilmukasta tai vetokuulasta (Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan..., 28.8.2010). Korkeudensäätölaitteet eivät saa estää vetoaisan liikettä kytkennän jälkeen.

6.2 Vetoaisan suunnittelu

Tilaajan tavoitteeksi asettama vetoaisan muunneltavuus asettaa sen suunnittelun lähtökohdaksi sen, että vetoaisa ei voi olla kokoonpantu hitsaamalla vaan sen komponentit täytyy yhdistää pulttiliitoksilla.

Suunnittelu aloitettiin keräämällä työnkohteena olevaa vetoaisaa koskevat vaatimukset siihen liittyvistä määräyksistä. Alkuvaiheessa tutustuttiin myös jo markkinoilla olevien vetoaisojen rakenneratkaisuihin, josta pääteltiin, että vetoaisan rakenteiden suunnitteluun ei ole olemassa kymmenittäin erilaisia rakenneratkaisuja vaan pääosin pulttijatkoiset vetoaisat koostuvat kolmesta pääosasta, joita ovat sen sivuprofiilit ja jatko-osa johon vetosilmukka kiinnittyy hitsaamalla tai pulttiliitoksin. Suunnittelutyön alussa ymmärrettiin myös se, että työn kohteena olevan vetoaisan määräyksien asettamat vaatimukset ovat aika suppeat, suurimpana haasteena tulee kuitenkin olemaan vetoaisalle tehtävä dynaaminen testaus, jossa tapahtuu materiaalin väsymistä, jolla tarkoitetaan sitä, että materiaalin vaurio tapahtuu dynaamisen kuormituksen vaikutuksesta, staattista vauriorajaa alhaisemmalla jännitystasolla ja sen vuoksi rakenteet joutuvat erittäin koville.

Rakennesuunnittelun alussa tiedettiin tyyppihyväksyntätestauksessa käytettävät voimat, joista nurjahdustarkastelun testausvoimaa 570 kN pidettiin sopivana tarkasteluvoimana rakenteen suunnitteluun koska testauksessa, testausvoiman vapauttamisen jälkeen vetoaisan rakenteeseen ei saa jäädä pysyviä, plastisia muodonmuutoksia. Rakenteen suunnittelussa tultiin siihen lopputulokseen, että varmuuskertoimen ollessa 1 tai sitä suurempi, se olisi riittävä koska nurjahdustestauksessa käytettävän voiman voidaan katsoa sisältävän jo varmuuskerrointa D-arvoon nähden.

6.2.1 Vetosilmukka

Vetosilmukka on vetoaisan ainoa komponentti, joka ostetaan ulkopuolelta valmiina. VBG vetosilmukat ovat taottu tarkasti hallitussa prosessissa, joka tekee teräksestä erittäin kestävä. Vetosilmukat on testattu ja ne noudattavat samalla sekä kansallisia että kansainvälisiä standardeja.

VBG vetosilmukoita löytyy kiinnitystavaltaan useita. Vetosilmukka voidaan kiinnittää hitsaamalla, pulttaamalla tai vetosilmukan päässä olevalla mutterilla. KOMÉ OY käyttää vetoaisoissaan pääasiassa hitsattavaa VBG:n 50 mm:n DBE 895 vetosilmukkaa, joka on standardin ECE 55R mukainen, luokan D50-X vetosilmukka. Kyseisen vetosilmukan D-arvo on 190 kN ja sen hyväksymisnumero on E4*55R02/02/0162.



KUVA 7. VBG vetosilmukka DBE 895 D=190 kN (VBG Group Truck Equipment AB. n.d.).

Toinen harvemmin käytettävä vetosilmukka, jota käytetään pääosin Ruotsiin ja Norjaan vietävissä perävaunuissa on VBG vetosilmukka DBE 173, joka on 57 mm:n vetosilmukka. Myös tämä on ECE 55R mukainen, D-arvoltaan 225 kN vetosilmukka, jonka hyväksyntänumero on E4*55R-010332.



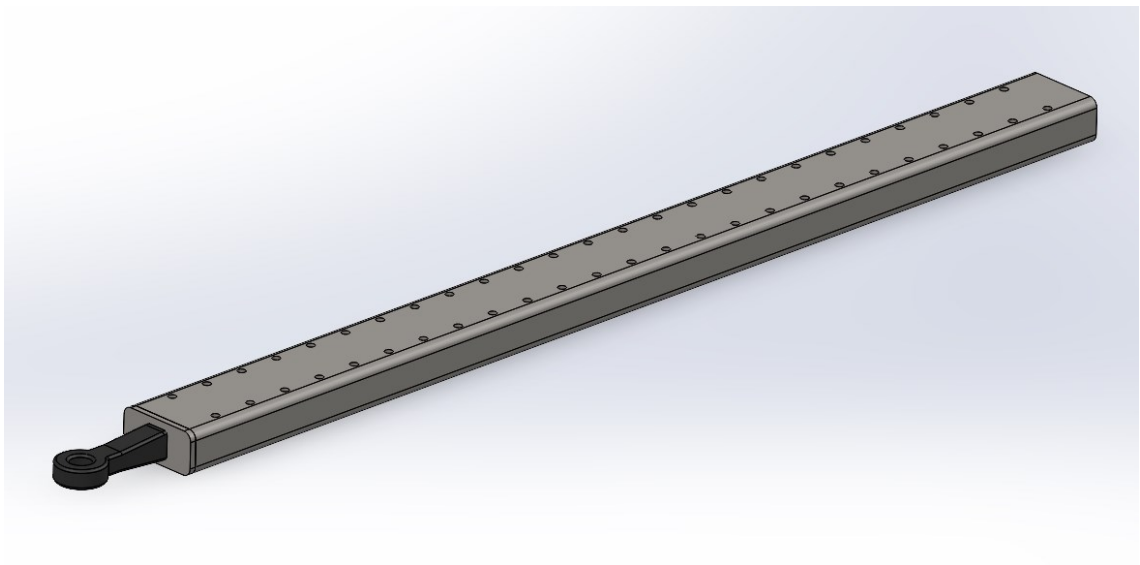
KUVA 8. VBG vetosilmukka DBE 173 D=220 kN (VBG Group Truck Equipment AB. n.d.).

Vetosilmukan hitsauksen minimipituus, pituussuunnassa vetoaisan jatko-osaan täytyy olla vähintään 4x120 mm ja VBG:n ohjeen mukaan hitsaus täytyy suorittaa puikkohitsauksena ja käyttämällä elektrodeja, jotka ovat standardin ISO E51 5 B 120 20 H tai AWS E 7018 mukaisia. Käytettäessä jotain muuta hitsausmenetelmää on siitä neuvoteltava ensin VBG:n kanssa.

6.2.2 Pultattava jatko-osa

Vetoaisan jatko-osa suunniteltiin valmistettavan RHS putkesta ja sen reikien sekä merkkauksien tekoon käytettävän putkilaseria. Nykyaikaisilla putkilasereilla saadaan erinomainen laatu ja tarkkuus kaikkien palkkien ja profiilien leikkauksessa ja sillä pystytään tarvittaessa leikkaamaan myös monimutkaisia muotoja ja reikiä. Vetoaisan pituutta tulee voida säätää, joten putkipalkkiin tehdään reiät 10 cm:n välein niin, että asennettuna ensimmäisiin reikiin vetosilmukasta laskien sekä mukaan luettuna sivuprofiilit sen pituus on 2200 mm vetosilmukasta kiinnitysheelaan ja pisimmillään 4200 mm.

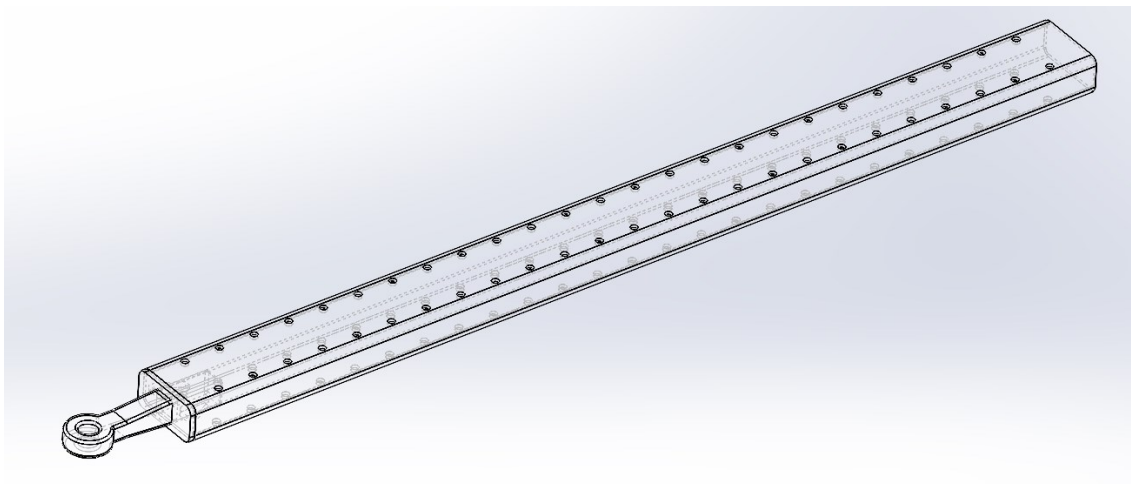
Jatko-osan putkiprofiilin valintaa tehdessä tiedettiin, että nurjahdustestauksessa käytettävä voima ei tule aiheuttamaan palkkiin sellaisia rasituksia, jotka voisivat aiheuttaa ongelmia koska valittava putkiprofiili tulisi olemaan riittävän järeä. Putkiprofiilin täytyy olla mitoiltaan tarpeeksi suuri, jotta vetosilmukka saadaan kiinnitettyä hitsaamalla sen sisään. Putkiprofiiliksi valittiin RHS 200 x 100 x 8 mm sen perusteella, että vetosilmukan kiinnitykseen saadaan riittävästi tilaa sen sisällä sekä sivuprofiilien kiinnitystä varten tehtävät reiät saadaan riittävän etäälle toisistaan, jotta liitoksesta saataisiin myös sivuttaisvoimien aiheuttamia kuormituksia vastaan riittävä. Kuvassa 9. ja 10. esitetty vetoaisan jatko-osan kokoonpanokuva.



KUVA 9. Vetoaisan jatko-osa.

Tarkasteltaessa nurjahdustestauksen palkin poikkileikkaukselle aiheuttamaa maksimijännitystä voidaan todeta sen jäävän huomattavasti materiaalin S355 myötörajan alle. Jatko-osan nurjahdusvoimalaskelmat osoittavat myös, että putkipalkin nurjahdusvoima ylittää viisinkertaisesti vetoaisalle kohdistettavan testi-voiman tarkasteltaessa nurjahdusta Euler:n 2. tapauksessa, jossa nurjahtava sauva on nivelöity molemmista päistään.

RHS-putkipalkin poikkileikkauksessa vallitseva jännitys voidaan laskea kaavan (1) mukaan. Nurjahdusvoiman laskenta jatko-osan RHS-palkille tehtiin kaavan (8) mukaan.



KUVA 10. Vetoaisan jatko-osa.

6.2.3 Vetoaisan sivuprofiilit

Sivuprofiilin rakenteen suunnittelussa huomioitiin mahdollisuus säätää vetoaisan leveyttä eri perävaunun runkoleveyksille sekä oli tärkeää miettiä, kuinka voidaan kattaa useat eri vetoaisan mittavariaatiot.

Sivuprofiileihin täytyy olla mahdollista kiinnittää mm. vetoaisan säätölaitteet ja siihen liittyvät kannatinjouset. Vetoaisan päälle halutaan myös sivuprofiileihin kiinnitettävä verkko, joka mahdollistaa kuljettajan nousemisen vetoaisan yli tai päälle siinä kuitenkaan liukastumatta. Vetoaisojen varusteet tullaan kiinnittämään pulttiliitoksia ja ne vaativat ainoastaan sopivan rei'ityksen sivuprofiiliin.

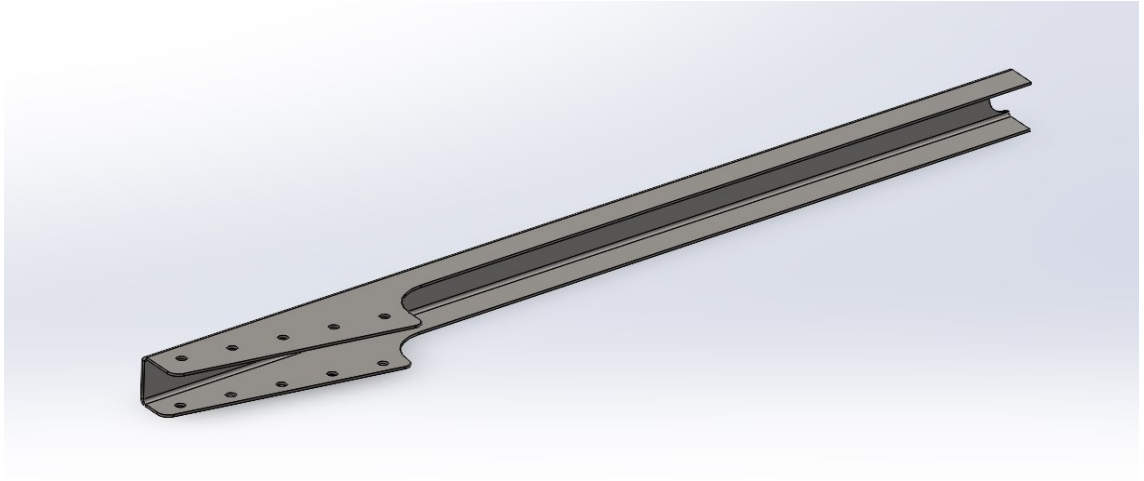
Sivuprofiilin perävaununpuoleiseen päähän kiinnitetään hitsaamalla kiinnityshela, joita on KOME OY:n valmistamissa perävaunuissa kahta eri mallia, hela suoralle lieriöpuslalle ja BRIAB mallin hela kartiokumipuslalle. Sivuprofiilin etupäässä olevasta rei'ityksestä sivuprofiili kiinnitetään jatko-osaan. Sivuprofiilin pituus suunniteltiin niin, että jatko-osan ollessa lyhimmillään saadaan vetoaisan lyhyin versio ja pisimmillään vetoaisan pisin versio.

Suunnittelun alkuvaiheessa sivuprofiili päätettiin valmistaa levystä laserleikkamalla ja särmäämällä u-profiiliksi, vetoaisoissa on myös käytetty putkiprofiileita mutta niiden ominaisuus ruostua sisältäpäin saattaa muodostua ongelmaksi pidemmällä aikavälillä. Särmätyn u-profiilin käytöllä voidaan sen geometriaa säätää, jotta rakenteelle löydetään lujuuden, jäykkyyden sekä stabiiliuden puolesta

optimaalinen mitoitus. Sivuprofiilin pystysärmän korkeuden määrää jatko-osan putkiprofiilin korkeus, joka on 100 mm. Materiaalivahvuudeksi valittiin alustavasti 6 mm.

Vetoaisan sivuprofiilin rakenteelle suoritettiin alustavat lujuustarkastelut ja niiden pohjalta saatiin profiilin mitoitus. Laskentaa sivuprofiilin geometrialle lähdettiin hakemaan vetoaisan tyyppihyväksyntätestauksen mukaisesta kuormitustapauksesta. Vetoaisan kuormitustapauksessa, vetoaisan päähän kohdistetaan 570 kN voima, joka jakautuu molemmille sivuprofiileille. Väsymisraja S355 rakenneteräkselle on noin puolet sen murtorajasta eli tässä tapauksessa noin 235 Mpa, joka asetetaan sivuprofiilin alustavaksi poikkileikkauksen maksimi jännitykseksi. Aiemmin valitsimme materiaalipaksuudeksi 6 mm ja profiilin sisäkorkeudeksi 100 mm, joten profiilin ulkokorkeudeksi saamme 112 mm. Poikkileikkauksessa vallitseva normaalijännitys lasketaan kaavalla (1), jossa käytämme voimana 285 kN. Koska tarkoituksena on laskea ylä- ja alasärmän leveyttä ja saada vahvistusta materiaalivahvuudelle, joudumme laskemaan tarvittavan sivuprofiilin ylä- ja alasärmän leveyden normaalijännityksen kaavasta (1). Laskelman perusteella jännitykset olisivat 50 mm:n ylä- ja alaprofiilileveydellä sallituissa rajoissa mutta vetoaisan kiinnitykseen käytettävien, sivuprofiilin päihin hitsattavien holkkien kiinnityksen parantamiseksi, ylä- ja alaprofiilin mitaksi päätettiin 65 mm.

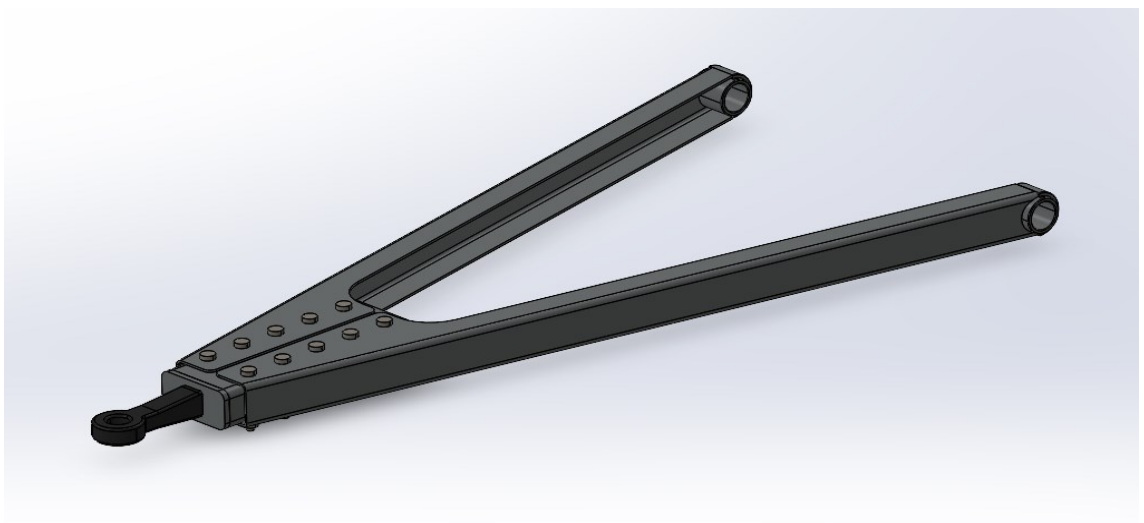
Profiilin poikkileikkauksessa vaikuttavan jännityksen lisäksi tarkastelemme sivuprofiilia myös nurjahtamisen kannalta. Nurjahduslaskentaa varten tarvitsemme profiilin jäyhyysmomentin. Profiilin poikkileikkauksen jäyhyysmomentti laskettiin käsin ja tarkastettiin myös Solidworks:n "section properties" lehdeltä. Nurjahdusvoima laskettiin käyttäen Euler:n 2. nurjahdustapausta, jossa tutkitaan tapausta, jossa sauvan molemmissa päissä on niveltuenta ja kuormituksena on edellä mainittu 285 kN. Laskelmien perusteella myös sivuprofiilin nurjahdus ei näyttäisi muodostuvan ongelmaksi. Sivuprofiili esitetty kuvassa 11.



KUVA 11. Vetoaisan oikeenpuoleinen sivuprofiili.

6.2.4 Vetoaisan kokoonpano

Vetoaisan komponentit kiinnitetään toisiinsa pultiliitoksella ja lopuksi vetoaisa kiinnitetään perävaunun etuosassa olevaan etuvaunuun, joka on kuulakehän välityksellä kytketty perävaunun takapäähän. Vetoaisa on kiinnitetty etuvaunuun joko kartio- tai lieriökumipuslilla ja pulteilla. Vetoaisan liitostapa etuvaunuun sallii vetoaisan rotaation kiinnityspulttien ympäri ja tästä tulee kiinnitystavalle nimeksi edellä mainittu nivelöity vetoaisa. Kuten jo aiemminkin on mainittu vetoaisan jatko-osan rei'ityksellä voidaan sen pituutta säätää haluttuun mittaan. Kuvassa 12. on esitetty vetoaisan kokoonpanokuva, jossa vetoaisan jatko-osa on katkaistu kyseessä olevalle vetoaisalle sopivaan mittaan.



KUVA 12. Vetoaisan kokoonpanokuva. Kuvassa L2200 mm ja runkokiinnitykseltään 980 mm vetoaisa.

6.2.5 Jatko-osan ja sivuprofiilien välisen pulttiliitoksen suunnittelu

Pulttiliitosta lähdettiin suunnittelemaan maksimi voiman 570 kN mukaan. Tässä tapauksessa pulttien esikiristyksellä luodaan kitkaliitos sivuprofiilin särmien ja jatko-osan välisille pinnoille. Pulttiliitoksen ollessa oikein mitoitettu pulteille aiheutuva leikkausjännitystä ei tarvitse ottaa huomioon, koska kitkan oletetaan pitävät osat paikoillaan, ettei leikkaavaa voimaa pääse syntymään.

Jotta kitkaliitos olisi riittävä pitämään osat paikoillaan, kun vetoaisan päähän kohdistetaan 570 kN:n voima, täytyy kiinnityspulttien esijännitys ja materiaaliparin kitkakertoimen mukaan laskea tarvittava kitkavoima, joka täytyy olla suurempi kuin 570 kN. Kiinnityspulttien esijännitykselle löytyy taulukoita ja siihen vaikuttavat mm. pultin koko, lujuusluokka ja kierteen nousu.

Laskennassa 570 kN:n voima jaetaan suunnitellulle 10kpl:lle pultteja ja liitoksessa yhden pultin esikiristysvoima luo kitkaliitoksen kahdelle pinnalle. Alla on laskettu yhden pultin esikiristyksellä aikaan saatavan kitkavoiman tarvittava arvo

$$\frac{F_{kok}}{N_p} = \frac{570000 \text{ N}}{10 \text{ kpl}} = 57000 \text{ N/pultti}$$

Edellä lasketun kitkavoiman arvon mukaan lasketaan, materiaalin kitkakertoimella tarvittava pultin esikiristysvoima, jotta edellä mainittu kitkavoima liitoksen saavutetaan

$$F_{\mu} = \mu_k \cdot F_n \rightarrow F_n = \frac{F_{\mu}}{\mu_k} = \frac{57000 \text{ N}}{0.3} = 190000 \text{ N}$$

Vetoaisan liitoksessa yksi kiinnityspultti luo kaksi kitkapintaa, joten yllä esitetyn laskennan tulos voidaan jakaa kahdella, joten yhden pultin esikiristysvoimaksi saadaan 95 kN. Liitteessä 1. on esitetty taulukko pulttien esikiristysvoimista eri pulttikoolle. Taulukon perusteella valitaan lujuusluokan 8.8 M18 pultti, jonka kierteen nousu on 2,5 mm ja sen esikiristysvoima on n. 95 kN kun se kiristetään n. 255 Nm momenttiin.

7 VETOAISAN RAKENTEEN ANALYSOINTI

7.1 Elementtimenetelmä

FEA muodostuu sanoista Finite Element Analysis, joka tarkoittaa elementtimenetelmällä suoritettua laskentaa. Usein käytetään myös lyhennettä FEM-Finite Element Method eli elementtimenetelmä. FEA-laskenta on numeerinen ratkaisumenetelmä, jota käytetään rakenteen muodon ja materiaalinkäytön optimoimiseen sekä rakenteen kestävyys tarkasteluun. (VERTEX SYSTEMS. n.d.)

Lujuuslaskenta perustuu lujuusoppiin, joka tarkastelee kiinteiden kappaleiden mekaanista käyttäytymistä kuormien vaikuttaessa niihin. Näihin tutkimuksiin perustuen on muodostunut lujuushypoteesejä eli yleisiä teorioita, joiden perusteella voidaan suorittaa lujuusopillisia analyysejä. Analyysin tulosten perusteella on mahdollista päätellä, kestääkö kappale tietyn jännitystilän vaurioitumatta. (VERTEX SYSTEMS. n.d.)

Yleisimpiä lujuushypoteesejä ovat:

- Maksimipääjännityshypoteesi – Sopii parhaiten hauraan materiaalin murtumisen käsittelyyn
- Maksimileikkausjännityshypoteesi (Tresca) – Sopii sitkeän materiaalin tarkasteluihin, esimerkiksi yleisten rakenneterästen
- Vakionmuodonvääristymisenergiahypoteesi (von Mises) – Sopii sitkeän materiaalin tarkasteluihin, esimerkiksi yleisten rakenneterästen

Elementtimenetelmän laskennassa käytettävät perusyhtälöt muodostetaan interpoloinnin avulla. Tämän takia ohjelmisto muodostaa tarkasteltavalle tehtävälle likimääräisen ratkaisun, jonka tarkkuuteen vaikuttavat esimerkiksi kappaleen geometria ja käytettävän verkotuksen asetukset. Kolmiulotteisten solidirakenteiden ja pintarakenteiden laskentaa on mahdollista suorittaa ainoastaan interpolointiin perustuvan elementtimenetelmän keinoin. (VERTEX SYSTEMS. n.d.)

Tutkittava kappale kuvataan elementtiverkolla, joka muodostuu joukosta kolmiulotteisia, tasomaisia tai janatyypisiä elementtejä, esimerkiksi tetraedri-, tiiliskivi- tai palkkielementtejä. Nämä elementit pyrkivät kuvaamaan tutkittavaa kappaletta mahdollisimman tarkasti, mutta usein elementtiverkko kuvaa todellista kappaletta vain likimääräisesti. Tämä aiheuttaa laskennan tuloksiin virhettä, jota voidaan minimoida käyttämällä kolmiulotteisia ja riittävän pieniä elementtejä esimerkiksi kaarevilla pinnoilla. (VERTEX SYSTEMS. n.d.)

FEA-laskenta voi olla luonteeltaan joko lineaarista tai epälineaarista. Lineaarinen FEA-laskenta on usein huomattavasti nopeampi ja helpompi suorittaa kuin epälineaarinen. Toisaalta epälineaarinen FEA-laskenta antaa vaativissa analyyseissä todenmukaisempia tuloksia kuin lineaarinen FEA-laskenta. (VERTEX SYSTEMS. n.d.)

Lineaarinen laskenta soveltuu rakenteen käyttörajatilan jäykkyyden ja siirtymävasteiden analysointiin sekä yleisen rasitustilan määrittämiseen. (VERTEX SYSTEMS. n.d.)

Epälineaarisuutta laskentaan aiheuttavat yleisimmin seuraavat asiat:

- Materiaali: kun myötöraja ylitetään, sen jäykkyys muuttuu. Tällöin jännitysten ja muodonmuutosten välinen suhde muuttuu epälineaariseksi.
- Suuret siirtymät tai muodonmuutokset kappaleen geometriassa.
- Kontaktit, jotka aiheuttavat reunaehto-riippuvuuden kuormituksista.

Lineaariseen FEA-laskentaan liittyy useita yksinkertaistuksia, minkä vuoksi sen antamia tuloksia tulee tulkita varauksella. Näitä yksinkertaistuksia ovat:

- Rakenteen muodonmuutokset ja siirtymät oletetaan pieniksi suhteessa rakenteen kokoon
- Rakenteen siirtymät oletetaan pieniksi
- Materiaali käyttäytyy lineaarisesti ja elastisesti. Jännitykset kasvavat lineaarisesti suhteessa muodonmuutoksiin
- Reunaehto-riippuvuus oletetaan riippumattomaksi kuormituksesta (VERTEX SYSTEMS. n.d.)

7.2 Rakenteen analysointi

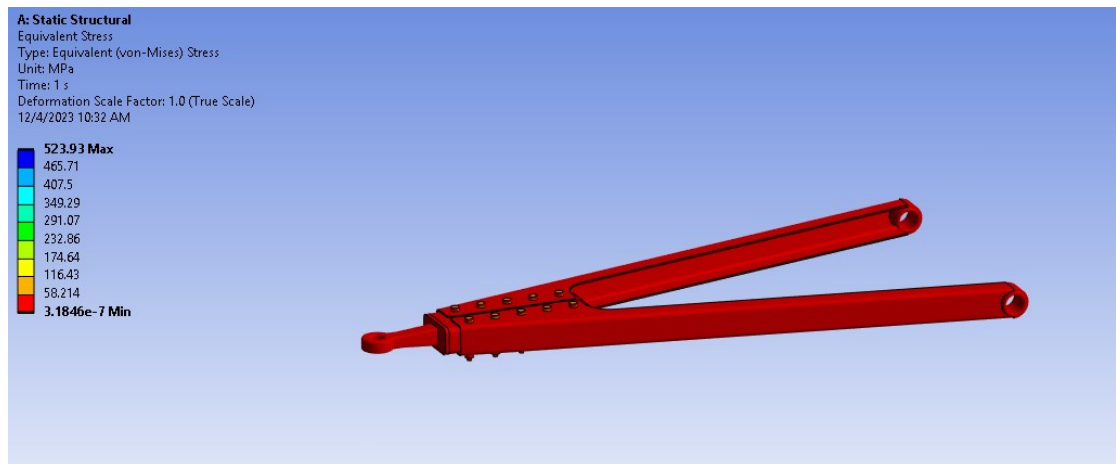
Vetoaisan rakenteen suunnittelutyö ollessa valmis siirryttiin rakenteen lujuusanalysoinnin pariin. FEM-laskennassa käytettiin Ansys-ohjelmaa. Tyyppihyväksynnän ehtona olevaan vetoaisan dynaamiseen testaukseen tutustuttiin mm. kysymällä viralliselta testauslaitokselta vetoaisan kiinnityksestä testipenkkiin, koska ei voitu olla varmoja voiko sitä täysin verrata siihen, kuinka vetoaisa on todellisuudessa kiinnitetty perävaunuun. Testipenkin kiinnitystavan tuntemisella saadaan FEM-laskentaa varten määriteltyä ohjelmaan todenmukaiset kiinnitykset ja määriteltyä testipenkin sallimat vapausasteet vetoaisan kiinnityksessä. FEM-laskennassa luodaan vetoaisalle laskentamalli ja ohjelmassa määritellään vetoaisan eri komponenttien väliset kiinnitykset. Monet ohjelmat luovat laskennan alussa oletuksena ns. komponenttien välisen globaalin kontaktin, jossa kaikki komponenttien väliset liitokset ovat ”liimattuna” kiinni toisissaan. Edellä mainittu globaali kontakti ei kuitenkaan tämän projektin vetoaisan laskennassa tuo kaikista luotettavimpia lopputuloksia, joten osien välinen globaali kontakti täytyi purkaa ja lisätä kontaktit manuaalisesti.

Vetoaisan FEM-laskentaa varten luotiin kitkalliset kontaktit jatko-osan ja sivuprofiilien kontaktipinnoille sekä jatko-osan sisällä olevien tukiholkkien ja jatko-osan RHS putkipalkin pintojen väliin. Kiinnityspulteille asetettiin laskentaa varten myös esikiristysvoima, joka kiinnittää osat toisiinsa sekä asettaa edellä mainittuihin kitkaliitoksiin kohdistuvan voiman. Vetosilmukan- ja sen kiinnityksessä käytettävät komponentit, jatko-osan päätylevyn ja sivuprofiilien päissä olevat holkit kumipuslille, kiinnitettiin bonded kiinnityksellä, joka tarkoittaa sitä, että kaikki kontaktipinnat on ”liimattu” toisiinsa kiinni. Vetosilmukan kiinnitysosissa tämä vaihtoehto pitääkin jokseenkin paikkaansa koska vetosilmukan kiinnityslevyjen reunat täytyy seevata hyvin ennen hitsaamista, jotta ne saadaan läpihitsattua luotettavasti.

Vetoaisan kuormitustapauksessa tarkasteltiin sen rakenteisiin kohdistuvia jännityksiä 114 kN:n ja 570 kN voimalla, joka kohdistuu vetosilmukan sisäpintaan ja suuntautuu vaakatasossa vetoaisan pituusakselin suuntaisesti.

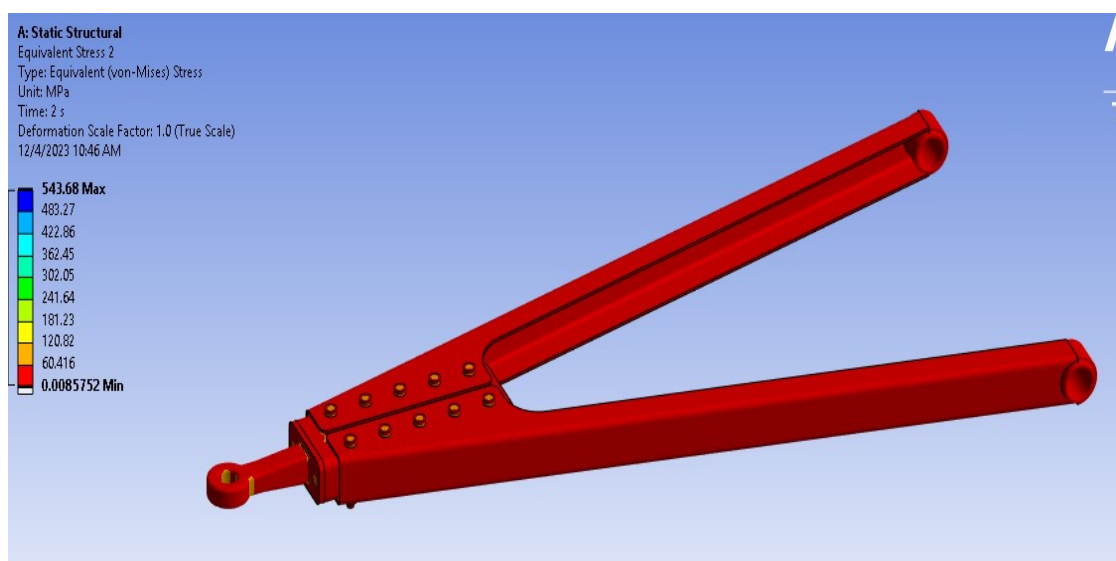
Ansys:iin luotiin laskentamalli, joka jakautuu kolmeen eri vaiheeseen. Ajanjaksoilla 0–1 s kiristetään jatko-osan ja sivuprofiilien pultit, jolloin tarkasteltaessa

maksimi jännityksiä 1 s kohdalla saadaan tuloksena pulttien kiristämisen rakenteelle aiheuttamat jännitykset. Alla olevasta kuvasta 13. voidaan todeta maksimijännityksen olevan 524 MPa.



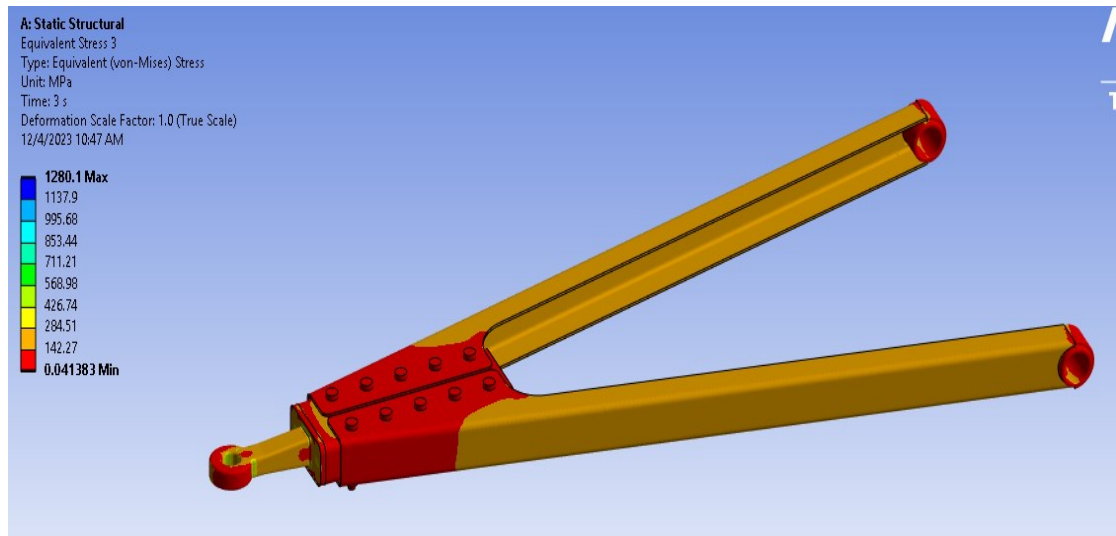
KUVA 13. Von-Mises jännitykset pulttien kiristämisen jälkeen.

Laskentamallin toisella ajanjaksolla 1–2 s, pultit ovat edelleen kiristettynä ja vetoaisan silmukkaan kohdistettavaa voimaa nostetaan lineaarisesti 114 kN:iin, jonka jälkeen ajanjaksolla 2 s voidaan tarkastella jännityksiä, kun vetoaisa on puristavassa jännityksessä 114 kN:n voimalla sekä pultit kiristettyinä. Laskentamallin toisella ajanjaksolla rakenteeseen kohdistuvat jännitykset eivät juurikaan enää kasva ja sen perusteella voidaan todeta, että pulttien kiristäminen aiheuttaa vetoaisan rakenteelle suuria jännityksiä. Kuvassa 14. on esitetty jännitykset ajanjaksolla 2 s.



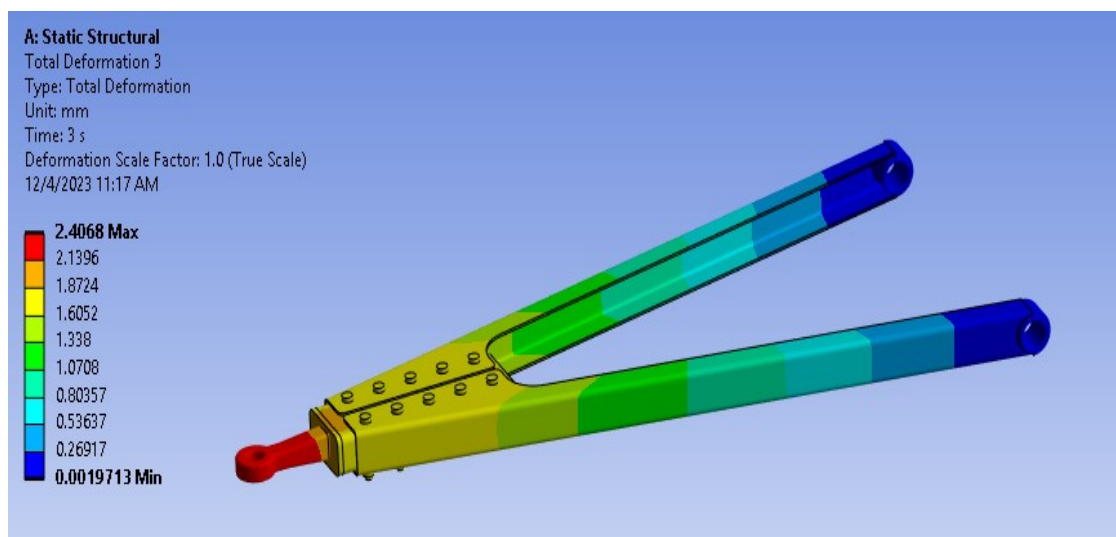
KUVA 14. Von-Mises jännitykset 114 kN:n testivoimalla.

Kolmannella eli viimeisellä ajanjaksolla 2–3 s nostetaan edelleen vetoaisaan kohdistettavaa voimaa lineaarisesti 570 kN:iin. Ajanjaksolla 3 s voidaan siis tarkastella tilannetta, jossa simuloidaan testauspenkissä tehtävän nurjahdustestauksessa käytettävän voiman vetoaisan rakenteelle aiheuttamia jännityksiä. Kuvasta 15. nähdään rakenteeseen kohdistuvat maksimi jännitykset, jotka sijaitsevat kiinnityspulteissa sekä vetosilmukan kiinnitysalueella.



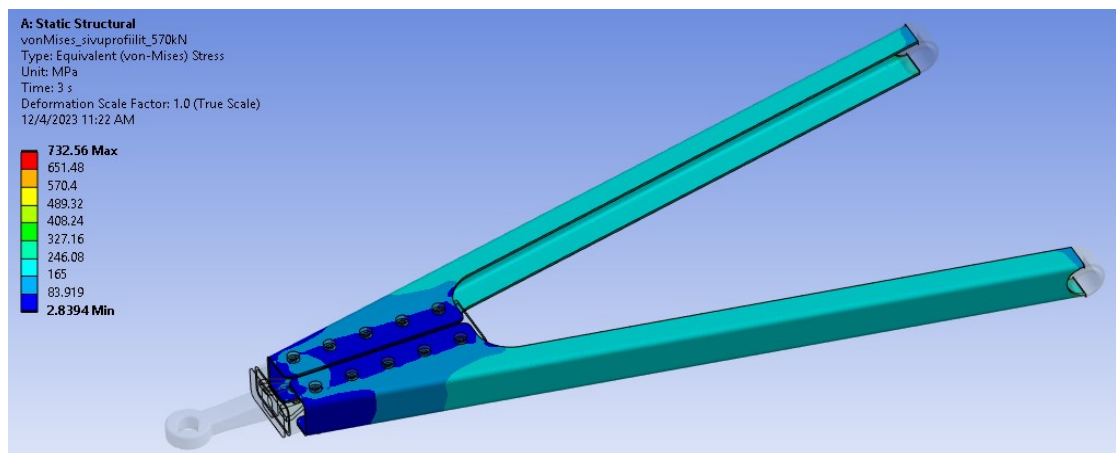
KUVA 15. Von-Mises jännitykset 570 kN:n testivoimalla.

Vetoaisan rakenteen siirtymät, 570 kN testausvoimalla on esitetty kuvassa 16. Maksimi siirtymät löytyvät vetosilmukan alueelta ja ovat n. 2,4 mm.

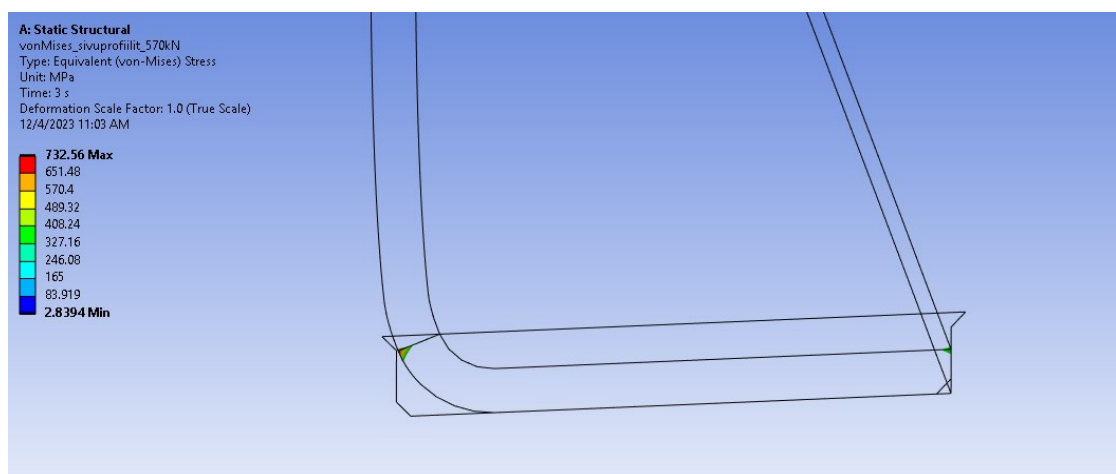


KUVA 16. Vetoaisarakenteen maksimi siirtymät 570 kN:n testivoimalla.

Laskennan tuloksista voidaan päätellä, että jännitykset vetoaisan rakenteessa ovat suuria ja lujuustarkastelua päätettiin tarkentaa komponenttitasolle ja tutkia tarkemmin eri komponenttien maksimijännityksiä. Tätä tarkastelua varten Ansys:iin asetettiin erilliset laskennat vetoaisan eri komponenteille ja tällä tavoin saatiin jatkoa varten käyttökelpoisempia tuloksia. Koska pysyvät muodonmuutokset eivät saa ylittää 10 %:a niin seuraavat tarkastelut päätettiin tehdä 570 kN:n voimalla. Kuvassa 17. ja 18. on esitetty 570 kN:n voiman aiheuttamat jännitykset vetoaisan sivuprofiileille. Sivuprofiileille kohdistuva maksimijännitys on 733 MPa, joka sijaitsee perävaununpuoleisessa kiinnityshelan ja sivuprofiilin liitoksessa, muualla rakenteessa esiintyvät jännitykset pysyvät pääosin alle 300 MPa:n. Kuvassa 18. voimme todeta, että maksimi jännitykset >355 MPa kohdistuvat erittäin pienelle alueelle ja sijaitsee levyn nurkkapisteessä, verkon solmukohtassa yksittäisenä jännityspisteenä, jonka vuoksi se ei ole varteenotettava ongelma.

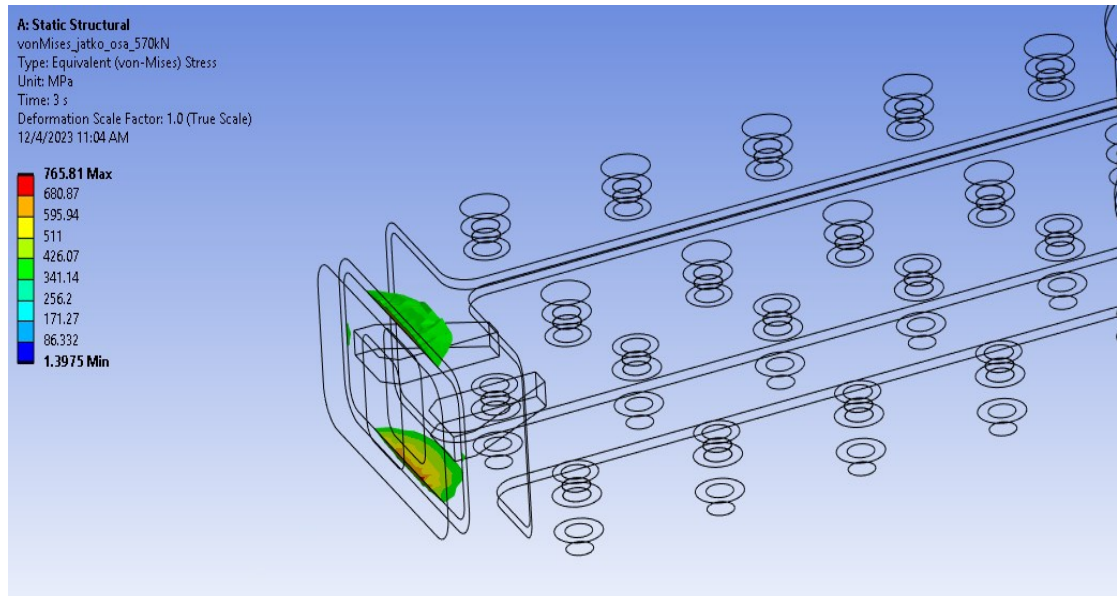


KUVA 17. von Mises jännitykset 570 kN voimalla vetoaisan sivuprofiileissa



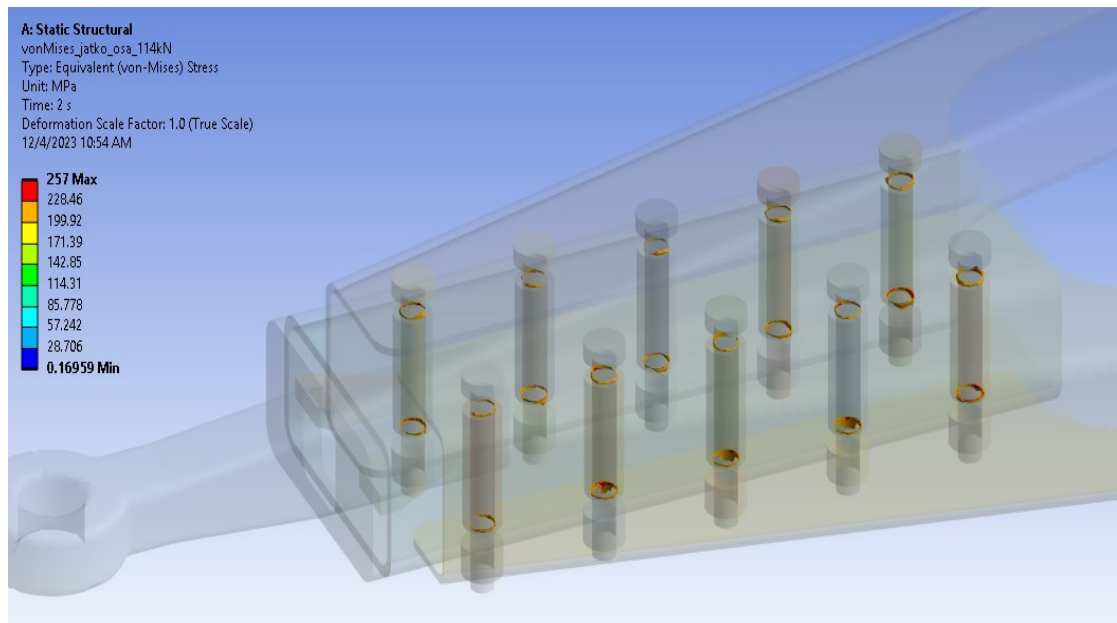
KUVA 18. >355 MPa von Mises jännitykset 570 kN voimalla vetoaisan sivuprofiileissa

Seuraavana tarkasteluun otettiin vetoaisan jatko-osa. Kuvassa 19. on esitettyä RHS putkipalkin päätyyn kohdistuvat yli 355 MPa:n jännitykset testivoiman ollessa 570 kN.



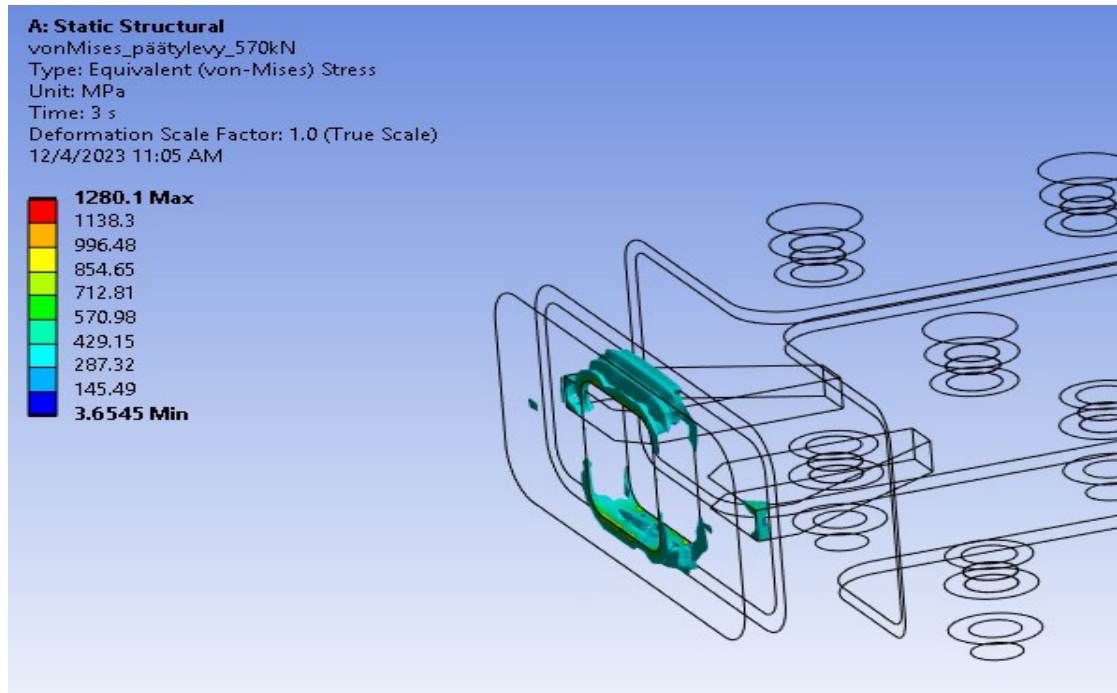
KUVA 19. >355 MPa von Mises jännitykset vetoaisan jatko-osan putkiprofilissa

Kuvassa 20. on esitettyä RHS putkipalkkiin kohdistuvat yli 200 MPa:n jännitykset testivoiman ollessa 114 kN.

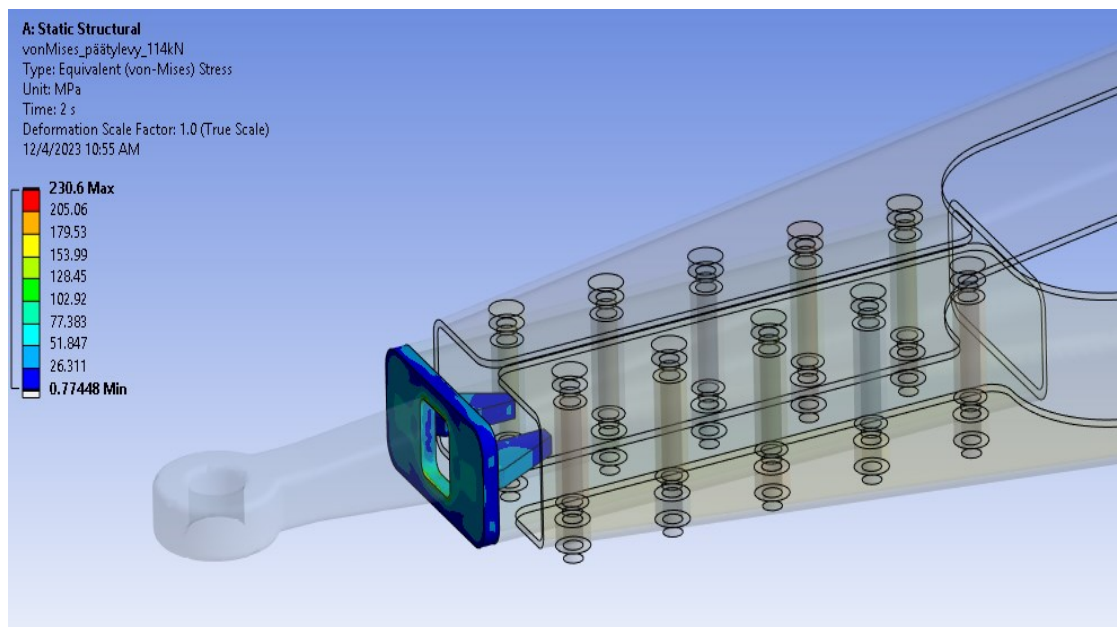


KUVA 20. >200 MPa:n von Mises jännitykset vetoaisan jatko-osan putkiprofilissa

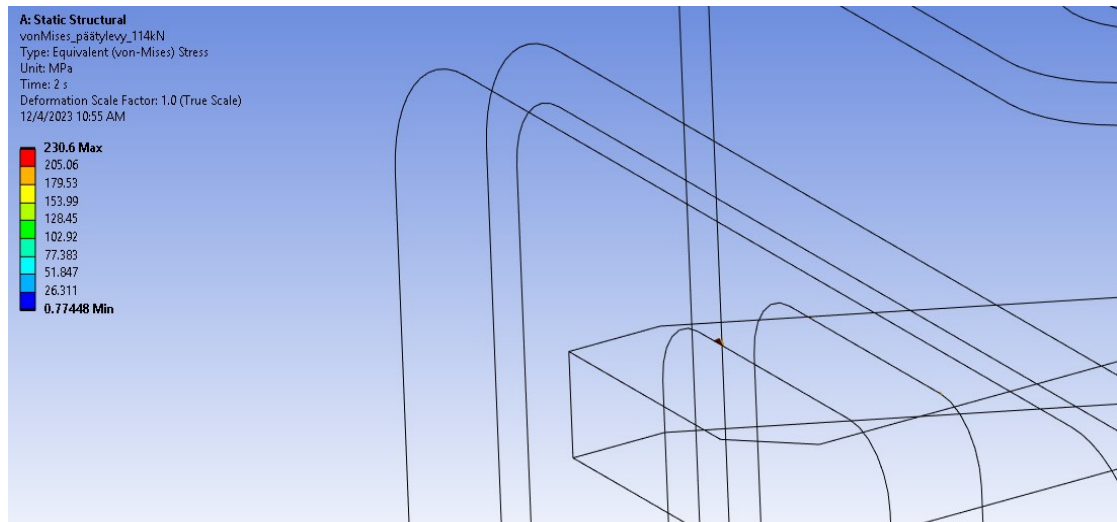
Seuraavaksi tarkasteluun otettiin vetosilmukan kiinnitys. Kuvassa 21., 22. ja 23. on esitetty vetosilmukan kiinnitykseen kohdistuvat jännitykset.



KUVA 21. >355 MPa:n von Mises jännitykset 570 kN:n testivoimalla vetosilmukan kiinnityksessä

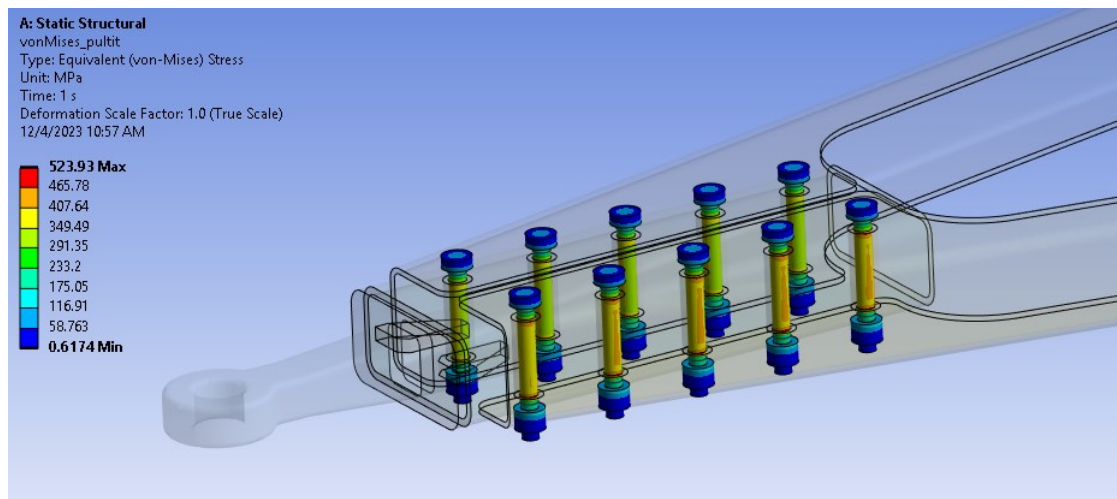


KUVA 22. von Mises jännitykset 114 kN:n testivoimalla vetosilmukan kiinnityksessä



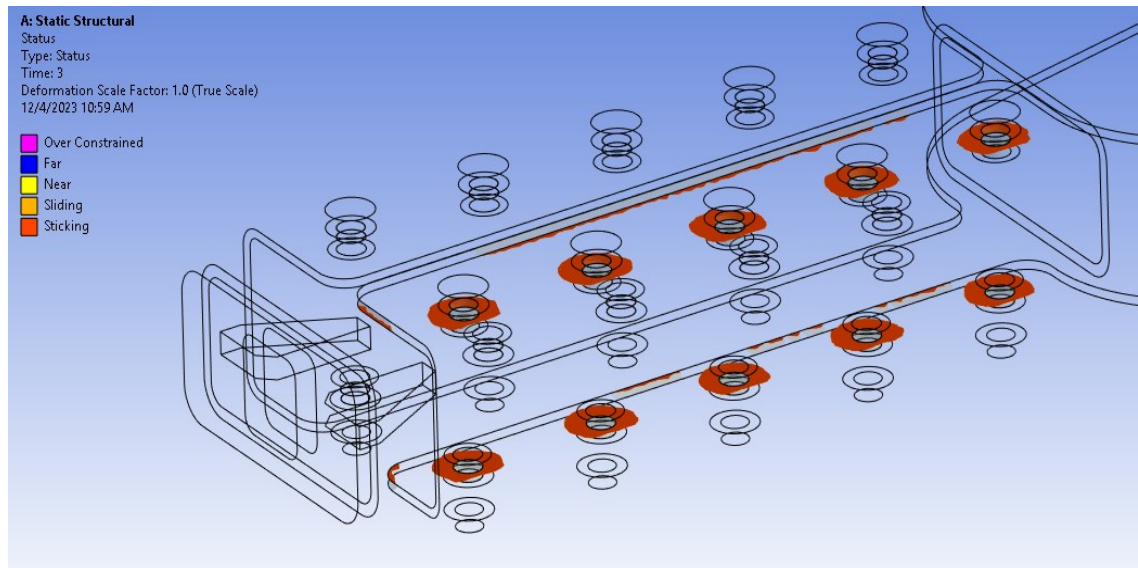
KUVA 23. >200 MPa:n von Mises jännitykset 114 kN:n testivoimalla vetosilmukan kiinnityksessä

Viimeisenä komponenttina tarkasteluun otettiin kiinnityspultit. Kuvassa 24. on esitetty M18 8.8 lujuusluokan pultteihin kohdistuvat jännitykset. Jännitykset ovat pulttien esikiristyksen jälkeen ilman vetoaisaan kohdistettavaa testivoimaa. Kitkallisen pulttiliitoksen toimiessa oikealla tavalla ei siihen juurikaan kohdistu ylimääräisiä jännityksiä, vaikka ulkoinen voima lisättäisiin.

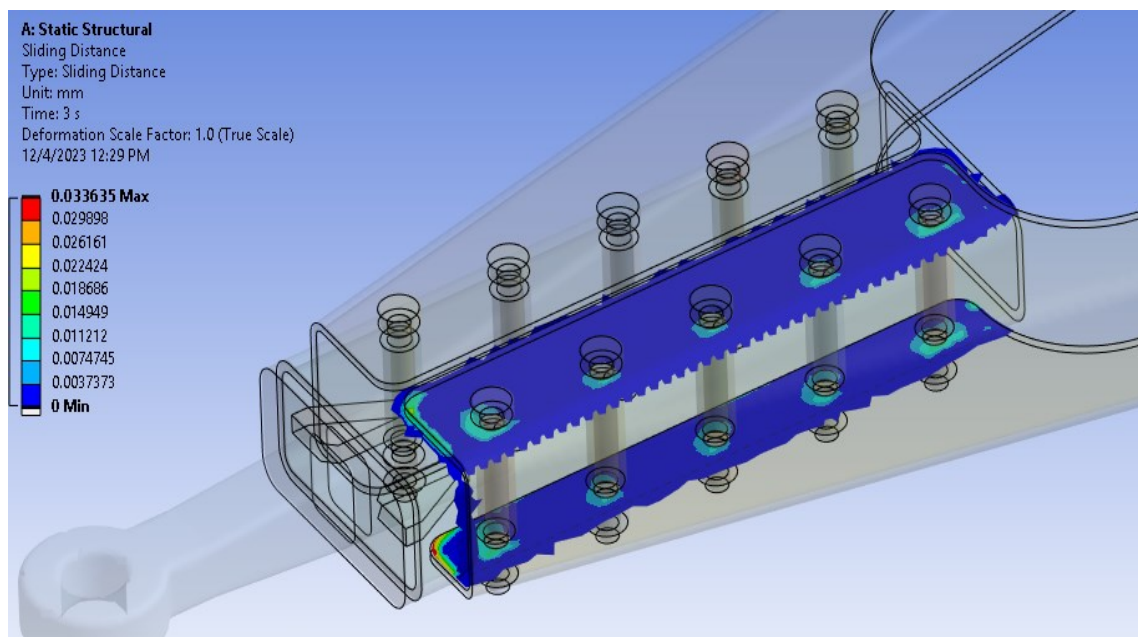


KUVA 24. Kiinnityspulteissa esiintyvät von Mises jännitykset

Lopuksi tarkastellaan vielä sivuprofiilin ja jatko-osan kitkaliitoksen paikallaan pysyvyyttä ja selvitetään pääsevätkö osat liukumaan vetoaisaan kohdistetun voiman ansiosta. Kitkaliitosta tarkastellaan 570 kN:n testausvoimalla. Kuvassa 25. on esitetty kitkaliitoksen tila sen eri kohdissa. Kuvassa 26. on esitetty kitkaliitoksen siirtymät, josta voidaan huomata kitkaliitoksen toimivuus ja se, että esikiristysvoiman tuoma kitkavoima on riittävä pitämään osat paikoillaan myös 570 kN:n testausvoimalla.

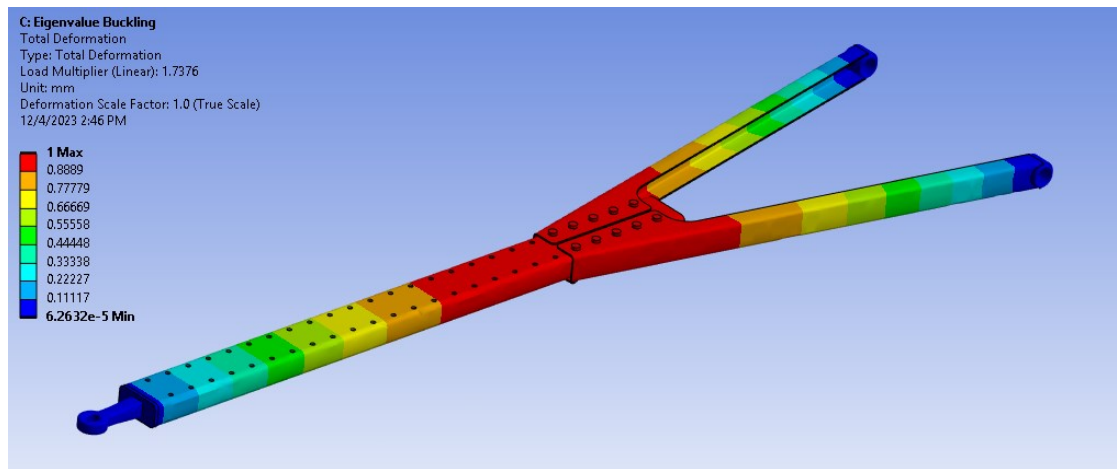


KUVA 25. Kitkaliitoksen tila



KUVA 26. Kitkaliitoksen siirtymät

Työn viimeisessä osiossa tarkastellaan vetoaisan nurjahdusta. Kuvassa 27. on esitetty nurjahdustarkastelu vetoaisan pisimmän ja kapeimmalla runkokiinnikkeellä olevalle eli 4200/980 mm:n vetoaisalle.



KUVA 27. Nurjahdustarkastelu

7.3 Väsymistarkastelu

Väsymistarkastelussa määritetään vetoaisan komponentille sen käyttöikä, jonka tavoitteena tässä tapauksessa on teräksisille kytkinlaitteille vaadittava jaksojen lukumäärä 2×10^6 . Kuten tässä raportissa jo aiemmin on mainittu niin väsymislaskuissa, jos testaustuloksia asiasta ei ole käytössä, oletetaan materiaalin vaihtolujuuden σ_W olevan puolet materiaalin murtolujuudesta. Tässä työssä materiaaliksi on suunniteltu S355 rakenneteräs, jonka murtolujuus on 610 MPa. S355:n rakenneteräksen vaihtolujuus olisi tässä tapauksessa 305 MPa. Vaihtolujuus tarkoittaa suurinta mahdollista jännitysamplitudia, jonka materiaali kestää väsymättä. Aiemmin esitetyistä laskentatuloksista voidaan nähdä, että vetoaisan komponenttien maksimijännitykset jäävät alle materiaalin vaihtolujuuden, joten kyseisissä komponenteissa ei todennäköisesti esiinny väsymistä dynaamisen testauksen aikana. Väsymislajuuteen vaikuttavat myös mm. kuormitetun levyn mittatekijät, kuormitustekijät ja pinnanlaadun kerroin sekä lovenvaikutusluku, joita ei tässä työssä kuitenkaan aikataulusyistä enää otettu huomioon.

8 POHDINTA

Opinnäytetyön lopputuloksena saatiin suunniteltua vetoaisa, joka täyttää vetoaisalle tilaajan asettaman vaatimuksen muunneltavuudesta eri perävaunutyypeille sekä -pituuksille. Pultattavan jatko-osan ansiosta vetoaisan pituutta voidaan säätää vaadituissa rajoissa. Sivuprofiilien leveyden säätäminen eri perävaunun runkoleveyksille sopivaksi vaatii omat sivuprofiilit jokaiselle runkoleveydelle. Kaikki mittavariaatiot olisi voitu kattaa yhdelläkin sivuprofiilimallilla mutta sen ja jatko-osan reiitys olisi täytynyt muuttua säädettäväksi, eli toisin sanoen reiät olisi täytynyt tehdä soikeiksi. Sivuprofiileihin kiinnitettävä jatko-osa johon vetosilmukka kiinnittyy, suunniteltiin vain yhden mittainen, joka tarpeen mukaan lyhennetään haluamasta kohdasta. Tavoite vetoaisan muunneltavuudesta täyttyi ja sen ansiosta vetoaisan eri komponenttien varastointitarve vähenee ja vetoaisa on myös monissa vauriotilanteessa mahdollista korjata vaihtamalla ainoastaan vioittunut komponentti.

Laskennan antamista tuloksista voidaan päätellä, että vetoaisan komponenttien väsyttävän testauksen aikaiset jännitykset jäävät suurelta osin alle materiaalin vaihtolujuuden tai huippujännitykset esiintyvät sellaisilla alueilla, joihin tulee hitsaussaumojen ja mallintamalla hitsaussaumojen, komponentin verkotus tulee olemaan erilainen ja yksittäiset huippujännityspisteet jakautuvat eri tavalla rakenteeseen. Nurjahdustarkastelu antaa myös sellaisen tuloksen, että nurjahtaminen ei muodostu ongelmaksi ja 570 kN voimalla vetoaisan varmuuskerroin nurjahtamiseen on vielä 1.7.

Opinnäytetyön lopputuloksiin voidaan siis olla todella tyytyväisiä koska se antaa tilaajan antaman palautteen mukaan hyvät lähtökohdat viedä suunnittelua heidän tuotekehityksessään eteenpäin ja mahdollisesti jonain päivänä hakea vetoaisalle tyyppihyväksyntää. Jotta laskennasta saataisiin vielä luotettavampia tuloksia voisi kehitysehdotuksena vetoaisalle ehdottaa hitsaussaumojen mallintamisen ja tarkastelun niiden vaikutuksista rakenteelle kohdistuviin jännityksiin.

Opinnäytetyön aikana kävi selväksi, että perävaunun valmistajilla ei monellakaan ole omavalmiste vetoaisaa koska vaatimus dynaamisesta testauksesta asettaa

rakenteelle erittäin korkeat vaatimukset. Työn aikana huomattiin, että FEM-laskennassa rakenteen eri komponenttien verkotuksella on huomattava vaikutus lopputuloksiin sekä laskennan antamia tuloksia täytyy osata myös tulkita oikealla tavalla.

LÄHTEET

Salmi, T. 2006. Teknillisen mekaniikan perusteet. 3. painos. Tampere: Pressus Oy.

Salmi, T. & Pajunen, S. 2010. Lujuusoppi. Tampere: Pressus Oy.

THE ENGINEERING TOOLBOX. n.d. Euler's Column Formula. Verkkosivu. Viitattu 1.12.2023. https://www.engineeringtoolbox.com/euler-column-formula-d_1813.html

TILASTOKESKUS. n.d. YK:n Euroopan talouskomissio UNECE. Verkkosivu. Viitattu 28.11.2023. https://www2.stat.fi/meta/kas/yk_eur_talousko.html

TMT. MALINEN OY. n.d. Jarruveivi 619, kääntyvä kahva. Verkkosivu. Viitattu 1.12.2023. <https://www.tmt.fi/jarruveivi-619-kaantya-kahva.html>

TRAFICOM. 11.2.2022. Tyyppihyväksyntä. Verkkosivu. Viitattu 28.11.2023. <https://www.traficom.fi/fi/liikenne/tieliikenne/tyyppihyvaksynta>

TRAFICOM. 16.11.2021. Tyyppihyväksynnän pohjana oleva sääntely. Verkkosivu. Viitattu 28.11.2023. <https://www.traficom.fi/fi/liikenne/tieliikenne/tyyppihyvaksynta/saantely>

TRAFICOM/420030/03.04.03.00/2019 Autojen ja niiden perävaunujen tekniset vaatimukset. Viitattu 28.11.2023. https://www.traficom.fi/sites/default/files/media/file/TRAFICOM_420030_03_04_03_00_2019_FI_Autom%C3%A4%C3%A4r%C3%A4ys.pdf

TSF n.d. Documentation. Verkkosivu. Viitattu 1.12.2023. <https://www.tsftsh.com/docs/documentation/Precargas%20Web.pdf>

VBG Group Truck Equipment AB. n.d. VBG Vetosilmukka DBE 895. Verkkosivu. Viitattu 1.12.2023. <https://www.vbg.eu/fi/tuotteet/vetosilmukat/hitsattava/vbg-vetosilmukka-dbe-895/?v=16-089500#technical-data>

VBG Group Truck Equipment AB. n.d. VBG Vetosilmukka DBE 173. Verkkosivu. Viitattu 1.12.2023. <https://www.vbg.eu/fi/tuotteet/vetosilmukat/hitsattava/vbg-vetosilmukka-dbe-173/?v=15-017300>

VERTEX SYSTEMS. n.d. FEA-laskennan teoriaa. Verkkosivu. Viitattu 1.12.2023. <https://kb.vertex.fi/fea2017fi/tutustu-tarkemmin-ominaisuuksiin/yleiset-aiheet/fea-laskennan-teoriaa>

Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan talouskomission (UNECE) sääntö nro 55 – Ajoneuvoyhdistelmien mekaanisten kytkinosien hyväksyntää koskevat yhdenmukaiset vaatimukset. Viitattu 28.11.2023. [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/FI/TXT/PDF/?uri=CELEX:42010X0828\(01\)](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/FI/TXT/PDF/?uri=CELEX:42010X0828(01))

LIITTEET

Liite 1. Pulttiliitoksen esikiristysvoima taulukko (TSF. n.d.)



TABLE OF PRELOADS AND TIGHTENING APPROXIMATE VALUES											
METRIC	mm allen	mm hex.	mm coarse thread	resistant section mm ²	friction coefficient	COARSE THREAD					
						8.8		10.9		12.9	
						PRELOAD N	TORQUE Nm	PRELOAD N	TORQUE Nm	PRELOAD N	TORQUE Nm
M2	1,5	4	0,40	2,07	0,10	976,9	0,51	1.373,6	0,43	1.648,6	0,52
					0,14	899,0	0,57	1.284,3	0,52	1.517,1	0,63
M2,5	2	5	0,45	3,39	0,10	1.627,0	0,63	2.288,0	0,88	2.745,6	1,05
					0,14	1.498,8	0,77	2.109,1	1,08	2.591,0	1,30
M3	2,5	5,5	0,50	5,03	0,10	2.438,9	1,09	3.451,0	1,53	4.117,2	1,84
					0,14	2.251,9	1,24	3.196,7	1,88	3.800,0	2,26
M3,5	3	6	0,60	6,78	0,10	3.276,4	1,68	4.607,5	2,38	5.328,9	2,84
					0,14	3.022,8	2,05	4.250,6	2,88	5.100,7	3,47
M4	4	7	0,70	8,78	0,10	4.230,6	2,30	5.849,6	3,52	7.139,5	4,22
					0,14	3.901,9	3,08	5.487,0	4,30	6.384,4	5,16
M5	5	8	0,80	14,20	0,10	6.923,1	4,83	9.735,7	6,93	11.682,8	8,82
					0,14	6.393,7	6,04	8.991,1	8,50	10.769,3	10,20
M6	6	10	1,00	20,10	0,10	9.748,4	8,47	13.710,1	11,92	16.452,2	14,80
					0,14	8.998,2	10,37	12.693,7	14,59	15.184,4	17,51
M7	7	11	1,20	28,90	0,10	14.269,1	13,84	20.065,9	19,60	24.079,1	23,52
					0,14	13.199,2	17,21	18.561,4	24,20	22.273,6	29,04
M8	8	13	1,25	36,60	0,10	17.894,2	20,41	25.183,7	28,70	30.196,5	34,44
					0,14	16.331,2	25,07	23.247,0	35,26	27.896,5	42,31
M10	10	16	1,50	58,00	0,10	28.489,0	40,22	40.052,7	56,58	68.073,3	67,87
					0,14	28.334,6	49,52	37.039,3	59,64	44.439,9	83,98
M12	12	18	1,75	84,90	0,10	41.933,2	68,86	58.406,1	88,63	70.087,3	116,20
					0,14	38.408,0	84,84	54.011,2	119,31	64.813,5	143,17
M14	14	21	2,00	115,00	0,10	56.779,6	109,59	79.846,6	154,03	95.816,0	184,84
					0,14	52.522,4	135,13	73.899,6	190,02	88.631,5	226,03
M16	16	24	2,00	157,00	0,10	76.484,3	170,29	110.388,3	228,47	132.442,2	207,36
					0,14	72.728,5	211,81	102.174,4	297,55	127.728,3	337,09
M18	18	27	2,50	192,00	0,10	95.066,1	254,96	133.686,7	320,41	160.424,1	386,49
					0,14	87.972,3	290,32	123.711,0	402,28	148.453,2	489,82
M20	20	30	2,50	245,00	0,10	122.476,0	332,17	172.231,9	476,11	206.678,2	580,64
					0,14	113.494,2	412,78	159.601,2	680,47	181.521,5	690,56
M22	22	34	2,50	308,00	0,10	152.610,4	454,43	214.808,3	698,05	257.590,0	768,89
					0,14	141.583,7	567,58	189.102,1	798,16	238.922,5	957,80
M24	24	35	3,00	353,00	0,10	176.484,9	574,31	248.153,7	807,33	297.784,4	989,15
					0,14	163.523,6	713,88	229.855,1	1.003,51	275.946,1	1.204,83
M27	27	41	3,00	459,00	0,10	231.557,6	840,08	325.627,9	1.181,38	390.753,4	1.417,88
					0,14	214.883,0	1.030,16	302.179,2	1.478,79	362.615,0	1.722,16
M30	30	48	3,50	561,00	0,10	281.999,0	1.145,85	396.561,1	1.611,08	475.873,4	1.933,29
					0,14	261.541,2	1.428,87	367.792,3	2.009,48	441.350,8	2.411,38
M33	33	50	3,50	694,00	0,10	351.236,2	1.548,31	493.925,8	2.178,72	592.711,0	2.614,46
					0,14	326.115,9	1.940,88	458.600,3	2.729,93	550.320,6	3.275,19
M36	36	55	4,00	817,00	0,10	412.163,5	1.907,19	579.604,8	2.808,55	695.523,8	3.370,28
					0,14	382.483,6	2.498,81	537.867,6	3.511,14	645.441,1	4.213,37
M39	39	60	4,00	976,00	0,10	485.039,9	2.582,03	696.149,8	3.888,23	835.379,6	4.350,80
					0,14	459.803,2	3.241,82	646.601,0	4.958,96	775.921,3	5.470,76
M42	42	65	4,50	1.120,00	0,10	556.449,9	3.202,61	796.370,1	4.503,33	955.884,2	5.404,23
					0,14	525.878,0	4.010,53	759.516,0	5.840,37	887.419,2	6.788,44
M45	45	70	4,50	1.310,00	0,10	682.503,0	4.011,02	935.863,6	5.840,30	1.123.036,0	6.788,60
					0,14	616.303,6	5.038,08	889.489,3	7.086,23	1.043.387,0	6.503,47
M48	48	75	5,00	1.470,00	0,10	744.856,6	4.813,03	1.047.457,0	6.768,32	1.256.949,0	8.121,98
					0,14	691.725,8	6.038,23	972.739,4	8.462,40	1.157.287,0	10.188,14
M52	52	80	5,00	1.760,00	0,10	896.217,8	8.199,81	1.280.906,0	8.718,63	1.512.388,0	10.462,98
					0,14	832.998,0	7.801,04	1.171.404,0	10.970,21	1.405.684,0	13.164,25
M56	56	85	5,50	2.030,00	0,10	1.032.405,0	7.876,29	1.451.821,0	10.794,78	1.742.185,0	12.963,72
					0,14	859.368,8	9.848,80	1.349.110,0	13.588,83	1.618.931,0	18.262,96
M60	60	90	5,50	2.360,00	0,10	1.204.997,0	9.508,28	1.694.527,0	13.372,43	2.038.432,0	18.048,81
					0,14	1.120.535,0	11.885,42	1.575.752,0	16.854,49	1.890.903,0	20.225,39
M64	64	95	6,00	2.690,00	0,10	1.366.678,0	11.482,34	1.921.892,0	16.181,10	2.306.271,0	19.383,82
					0,14	1.270.800,0	14.470,17	1.766.781,0	20.348,82	2.144.137,0	24.322,36
M68	68	100	6,00	3.060,00	0,10	1.585.600,0	13.879,23	2.201.625,0	19.817,74	2.641.930,0	23.547,51
					0,14	1.456.404,0	17.516,48	2.048.068,0	24.832,53	2.457.681,0	26.358,12