

SAVONIA

ammattikorkeakoulu

OPINNÄYTETYÖ - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO
TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN ALA

SIDONTAPISTEIDEN TESTAUSPENKIN RAKENNESUUNNITTELU

TEKIJÄ Joonas Kuparinen

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala	
Tutkinto-ohjelma Konetekniikan tutkinto-ohjelma	
Työn tekijä(t) Joonas Kuparinen	
Työn nimi Sidontapisteiden testauspenkin rakennesuunnittelu	
Päiväys 18.4.2024	Sivumäärä/Liitteet 34/3
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani(t) Piako Oy	
<p>Tiivistelmä</p> <p>Opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella sidontapisteiden testauspenkin rakenne. Sidontapisteiden testauspenkillä tuli pystyä testaamaan sidontapisteitä standardin SFS-EN 12640:2019 vaatimusten mukaisesti. Opinnäytetyön asettaja oli Pieksämäkeläinen Piako Oy, joka on etsinyt laitetta sidontapisteiden testaukseen. Sidontapisteiden testauspenkki vakinaistaa sidontapisteiden testauslaitteen. Penkin piti olla turvallinen käyttää, joka täyttää laitteelta vaaditut turvallisuusvaatimukset.</p> <p>Ennen penkin suunnittelua perehdyttiin vaatimuksiin, mitä ominaisuuksia penkiltä vaaditaan, jonka jälkeen tutustuttiin standardeihin, mitkä määräävät koneenrakentamisessa vaadittavat reunaehdot. Suunnittelun alkuvaiheessa rakenteesta piirrettiin käsin erilaisia mahdollisia rakenteita, joista kerättiin hyvät ideat talteen, joita lähdettiin kehittämään. Penkin rakenne mitoitettiin käsin statiikkaa, lujuusoppia ja Eurocode 3-standardia soveltaen. Sidontapisteiden testauspenkin rakenteen 3D-malli luotiin SolidWorks-ohjelmistolla ja Rakenteen lujuus tarkastettiin FEM-analyysin avulla. Laitteen turvallisuuteen perehdyttiin konedirektiiviä 2006/42/EY apuna käyttäen. Testauspenkin suunnittelussa on pyritty vikasietoisuuteen ja rakenteelliseen varmuuteen. Laskelmissa on käytetty raportissa kuvattuja yksinkertaistuksia. Esimerkiksi rakenteellisia epätäydellisyyksiä ei ole otettu huomioon FEM-analyysissä. Rakenteen stabiliteettia on tavoiteltu valitsemalla käytettyihin profiileihin kompakteja poikkileikkauksia lommahdusten välttämiseksi. Pilarimaisten rakenneosien nurjahduskestävyys on varmennettu Eurokoodi 3:n mukaisin käsin laskelmin. Edellä kuvattujen puutteiden ja lopullisen toteutettavan konstruktion mahdollisten suunnittelussa käytetyistä oletuksista poikkeavien ratkaisujen takia testauspenkin rakenteen toimivuus ja turvallisuus tulee vielä varmistaa hallituissa olosuhteissa testaamalla ennen käyttöön-ottoa.</p> <p>Opinnäytetyön tuloksena saatiin Sidontapisteiden testauspenkin rakennemalli, jonka ympärille yritys voi suunnitella hydrauliiikan ja penkki voidaan ottaa käyttöön. Opinnäytetyössä ei perehdytty hydrauliiikan suunnitteluun, jotka vaikuttavat lopulliseen riskienarvointiin ja penkin käyttöohjeiden laatimiseen. Opinnäytetyö onnistui hyvin, mutta paljon kehitettäviä asioita varmasti löytyy.</p>	
Avainsanat 3D-mallinnus, Suunnittelu, Testauspenkki, Elementtimenetelmä, Hydrauliiikka, Eurocode 3, SFS-EN 12640	

Field of Study Technology, Communication and Transport	
Degree Programme Degree Programme in Mechanical Engineering	
Author(s) Joonas Kuparinen	
Title of Thesis Designing of a Lashing Point Testing Bench	
Date 18 April 2024	Pages/Appendices 34/3
Client Organisation /Partners Piako Oy	
<p>Abstract</p> <p>The purpose of the thesis was to design a test bench for lashing points. The test bench should be capable of testing lashing points according to the requirements of standard SFS-EN 12640:2019. The commissioner of the thesis was Piako Oy, based in Pieksämäki, which has been seeking a way to test the lashing points it manufactures. The lashing point test bench will standardize the testing method for lashing points. The bench had to be safe to use, meeting the required safety standards for the equipment.</p> <p>Before designing the bench, the requirements of the desired features of the bench were looked into. Following that, the standards that dictate the necessary conditions in machine construction were studied. In the initial phase of the design, various possible structures were sketched by hand, and good ideas were collected for further development. The structure of the bench was dimensioned manually, applying principles of statics, strength of materials, and Eurocode 3 standards. A 3D-model of the lashing points test bench structure was created using SolidWorks software, and the structural strength was assessed through FEM-analysis. Device safety was addressed using the Machinery Directive 2006/42/EY as a guide. In the design of the testing bench, efforts have been made towards fault tolerance and structural integrity. Simplifications described in the report were used in the calculations. For instance, structural imperfections were not considered in the FEM-analysis. Structural stability was pursued by selecting compact cross-sections for the profiles used to avoid buckling. The resistance to buckling of column-like structural components was verified by manual calculations according to Eurocode 3. Due to shortcomings and potential deviations from the assumptions used in the design of the final implemented construction, the functionality and safety of the testing bench structure must still be ensured by testing under controlled conditions before commissioning.</p> <p>As a result of the thesis, a structural model of the lashing points test bench was obtained, around which the company can design hydraulics, and the bench can be put into operation. The design of hydraulics was excluded from the study, Hydraulics impacts the final risk assessment and the drafting of bench operating instructions. The thesis was successful, but there are certainly many areas for improvement.</p>	
<p>Keywords</p> <p>3D-modeling, Designing, Testing bench, Finite Element Method, Hydraulics, Eurocode 3, SFS-EN 12640</p>	

SISÄLTÖ

1	JOHDANTO	6
2	TAVOITTEET	7
3	SOVELLETTAVAT MÄÄRÄYKSET JA STANDARDIT	8
3.1	Suunnittelussa huomioitavaa	8
3.2	Konedirektiivi	8
3.3	Eurocode 3	9
3.4	Kuorman varmistaminen	10
3.4.1	Sidontapisteet	10
3.4.2	Sidontapiste standardi	10
4	ELEMENTTIMENETELMÄ	12
5	SUUNNITTELU	13
5.1	Alkutiedot ja asiakasvaatimukset	13
5.2	Hydraulisynterin mitoitus	14
5.3	Tuotekehitys	14
5.4	Mallinnus	15
6	RAKENTEEN MITOITUS	16
6.1	Statiikka	16
6.2	Kaksitukisen palkin taivutus	18
6.3	Poikkileikkausluokka	18
6.4	Puristuskestävyys	19
6.5	Taivutusjännitys	19
6.6	Nurjahduskestävyys	20
6.7	Hitsausliitosten mitoitus	20
6.8	Niveltappien mitoitus	21
6.9	Alakehän sidontakulmat	23
7	FEM-ANALYYSI	24
7.1	FEM-laskentamallin rakentaminen	24
7.2	FEM-analyysin tulokset	25
8	RISKIN ARVIOINTI	26
9	TURVALLISUUS	28
10	TULOKSET	29

11 POHDINTA.....	30
12 LÄHTEET	32
LIITE 1: MALLINNUS JA FEM-ANALYYSIN TULOKSET	34
LIITE 2: VAPAAKAPPALEKUVAT	35
LIITE 3: HYDRAULISYLINTERIN JA RAKENNEOSIEN MITOITUSLASKELMAT.....	36

KUVALUETTELO

Kuva 1. EN 1993 standardisarjan rakenne (Teräsrakenneyhdistys, 2020).....	9
Kuva 2. Sidontapiste pultattava (TMT. Malinen, ei pvm)	10
Kuva 3. Sidontakulmien määritelmät (mukaillen SFS-EN 12640).....	11
Kuva 4. Vetopalkin rasitus tilanteet (Kuparinen, 2024).....	16
Kuva 5. Momenttikuvaaja (Kuparinen, 2024).....	17
Kuva 6. Profilin mitat ja koordinaatit (kuparinen, 2024)	18
Kuva 7. Geometristen vaatimusten mitoitus selitteet (mukaillen SFS EN 1993-1-8, 2005, s. 39)	21
Kuva 8. Suurimmat sallitut sidontakulmat rakenteelle (Kuparinen, 2024)	23
Kuva 9. Analyyseissä käytetyt materiaalimallit (Kuparinen, 2024)	24

1 JOHDANTO

Opinnäytetyön aiheena on sidontapisteiden testauspenkin teräsrakenteen suunnittelu siihen liittyvien standardien mukaisesti. Opinnäytetyössä suunniteltiin rakenne testauspenkille Solidworks ohjelmalla, mitoitettiin testauspenkkiin sidontapistettä kuormittava hydraulisylinteri ja tarkasteltiin rakenteen kestävyys voimapolkujen laskennalla eurocode 3 mukaisesti. Lujuustarkastelu rakenteelle suoritettiin Ansys ohjelmalla. Opinnäytetyössä perehdyttiin sidontapisteitä koskevaan ja koneturvallisuutta koskeviin standardeihin, sillä laajuudella, miten ne koskettavat opinnäytetyön laajuutta.

Opinnäytetyö toteutettiin pieksämäkeläisen yrityksen toimeksiannosta nimeltä Piako Oy. Piako Oy on vuonna 1984 perustettu autokoritehdas, joka valmistaa autojen päällirakenteita monen eri kuljetusalan ja hyötyajoneuvojen tarpeisiin. (Piako, ei pvm)

Opinnäytetyön aihe tuli ehdotuksena yrityksestä suunnitella heidän tarpeisiinsa soveltuva sidontapisteiden testauksen apuväline. Sidontapisteiden testausta on yrityksessä suoritettu aikaisemmin monenlaisia tapoja käyttäen. Sidontapisteille etsittiin yhtä ja helppoa tapaa suorittaa testaukset. Uudet sidontapisteet tulee testata standardin SFS-EN 12640 vaatimusten mukaisesti ennen niiden käyttöönottoa. Opinnäytetyön aiheeksi sidontapisteiden testauspenkin rakennesuunnittelu oli oiva aihe, koska siinä sovelletaan monia koulussa oppimia taitoja. Testauspenkin voima tuotetaan hydraulisylinterillä. Opinnäytetyössä mitoitettiin hydraulisylinteri, jotta tarvittava voima saavutetaan. Muun hydrauliiikan suunnittelun hoitaa siihen erikoistunut insinööri Piakolta. Tällä saatiin rajattua opinnäytetyötä sopivan kokoiseksi kokonaisuudeksi ja opinnäytetyö keskittyy penkin rakennesuunnitteluun.

Sidontapisteiden testauspenkistä pyrittiin suunnitella mahdollisimman monipuolinen, jotta sillä voitaisiin testata kaikki sidontapisteiltä vaaditut rasituskulmat. Penkillä voisi myöskin tarvittaessa testata muitakin vetoa vaativia rakenteita ja osia, kuten seinäelementin sidontakiskoja. Opinnäytetyön asettajalla on tarkoitus valmistaa penkki suunnitelmien valmistuttua ja valmistuksessa käytetään apuna opinnäytetyössä luotuja dokumentteja. Opinnäytetyötä on mahdollista käyttää apuna penkin turvallisuus ja käyttöohjeiden laatimisessa, koska opinnäytetyössä ei ehditä luomaan valmiita turvallisuus ja käyttöohje dokumentteja. Näiden dokumenttien luominen voisi olla toisen opinnäytetyön aihe.

2 TAVOITTEET

Opinnäytetyön päätavoitteena oli saada suunniteltua toimiva testauspenkin rakenne. Penkillä pitää pystyä rasittamaan sidontapistettä monesta eri kulmasta, jotta standardin vaatimat rajat saadaan testattua. Tärkein tavoite oli suunnitella ja mitoittaa runkorakenne kestävänsä siihen kohdistuvat kuormitukset. Rungon tulisi olla kestävä ja turvallinen käyttää testejä tehdessä. Penkin suunnittelusta oli tarkoitus luoda 3D-malli SolidWorks ohjelmalla. Malli sisältää penkin osien työpiirustukset ja kokoonpanon työpiirustuksen valmistusta varten. Penkin rakenteen kestävyys varmistetaan käsin laskennalla ja Ansys ohjelmalla Elementtimenetelmän avulla.

Opinnäytetyössä suunniteltavan testipenkin rakenteessa ei ole käytetty esimerkkejä, koska tämänkaltaista testipenkkiä ei löytynyt markkinoilta, joten testipenkki on suunniteltava ja tehtävä yritykseen itse. Tämän takia testipenkille ei voida suorittaa vertailua muihin tuotteisiin, miten testipenkki olisi parempi, kuin markkinoilla olevat penkit tai onko penkki halvempi valmistaa itse, kuin ostaa ulkopuolelta.

Kun testipenkki tulee käyttöön, penkin kuuluu täyttää konedirektiivin 2006/42/EY vaatimukset, joten penkin tulee olla standardien vaatimusten mukaisesti mitoitettu ja suunniteltu, jotta se on turvallinen käyttää. Tässä opinnäytetyössä ei kuitenkaan aihealueen rajaamisen takia saada luotua riskien arviointia ja kattavia käyttöohjeita penkille.

Opinnäytetyön lopuksi toimeksiantajalle luovutetaan sidontapisteen testauspenkin opinnäytetyöraportti, laskentadokumentit, SolidWorks-mallit ja työpiirustukset, jotta penkin rakenteen valmistaminen on mahdollista ja dokumentit toimivat tukena jatkoa ajatellen.

3 SOVELLETTAVAT MÄÄRÄYKSET JA STANDARDIT

3.1 Suunnittelussa huomioitavaa

Sidontapisteiden testauspenkin suunnittelun oli pohjauduttava konedirektiivin asettamiin vaatimuksiin. Koneiden tulee olla EU:n konedirektiivin 2006/42/EY vaatimusten mukaisia. Direktiivi on tärkeä osa Euroopan unionin lainsäädäntöä koneiden turvallisuuden alalla ja sen tavoitteena on edistää vapaata liikkuvuutta koneiden sisämarkkinoilla samalla kun se varmistaa korkean turvallisuustason kaikille käyttäjille (Tukes, ei pvm). Koneen määritelmä konedirektiivin mukaan on toisiinsa liitettyjen osien tai komponenttien yhdistelmä, joka on tarkoitettu käytettäväksi muulla, kuin ihmis- tai eläinvoimalla toimivalla voimansiirtojärjestelmällä, jossa aikakin yksi komponentti tai osa on liikkuva ja joka on kokoonpantu erityistä toimintoa varten (Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2006/42/EY artikla 2, 2006). Testauspenkki siis vastaa koneen määritelmää artikla 2 mukaisesti ja penkki kuuluu konedirektiivin alaisuuteen.

Penkin rungon suunnittelussa käytettiin teräsrakenteille olemassa olevaa eurocode 3 standardi sarjaa teknisiä standardeja, jotka koskevat teräsrakenteiden suunnittelua. Eurocode 3 standardin tarkoituksena on varmistaa, että teräsrakenteet ovat turvallisia, kestäviä ja toimivat suunnitellulla tavalla. Se sisältää määräyksiä teräksen lujuudesta, kuormituksista, vakavuuden tarkastelusta, jäykkyydestä, vakavuuden suunnittelusta, lämpötilan vaikutuksesta, korroosionestosta ja monista muista tekijöistä, jotka vaikuttavat teräsrakenteiden suunnitteluun (European commission, ei pvm).

Testauspenkin rungon suunnittelussa tuli huomioida sidontapisteiden standardi SFS-EN 12640:2019, joka määrittää kuormansidontapisteiden vähimmäisvaatimukset. Liikenne ja viestintävirasto Traficom määrää kappaletavaran kuljetukseen valmistettujen kuormakorien varustelemista kuormansidontapisteillä, joihin voidaan varmistaa kuormatilan kantavuuden suuruinen kuorma. Sidontapisteiden tulee täyttää standardin SFS-EN 12640:2019 määrittelemät vaatimukset. Standardi määrittää sidontapisteiden vähimmäisvaatimukset ja sidontakulmat, joista sidontapisteen pitää kestää sidontavoimia. (Traficom, Liikenne- ja viestintävirasto, 2024) Jokainen suunniteltu sidontapiste pitää testata standardin mukaisesti ja sidontapisteeseen pitää tehdä siihen kuuluvat merkinnät. Testauspenkin suunnittelussa oli seurattava tarkasti sidontapistestandardia, jotta penkillä pystytään testaamaan kaikki standardin asettamat rasitustapaukset.

Koneturvallisuutta ja riskien arviointia koskee standardi SFS-EN ISO 12100:2010, jonka mukaan riskiarvio tulee suorittaa. Standardi on olennainen työkalu koneiden suunnittelijoille ja valmistajille varmistukseen, että koneet täyttävät vaaditut turvallisuusstandardit ja että riskit on asianmukaisesti arvioitu ja hallittu niiden käytön aikana (SFS-EN ISO 12100:2019, 2011).

3.2 Konedirektiivi

Euroopan parlamentti on laatinut vuonna 2006 koneita koskevan direktiivin 2006/42/EY-konedirektiivi. Se on Euroopan unionin lainsäädännöllinen asiakirja, joka koskee koneiden ja laitteiden turvallisuutta. Direktiivi on tarkoitettu varmistamaan, että EU:ssa markkinoille saatetut koneet täyttävät tietyt turvallisuus- ja terveysturvallisuuskriteerit, jotka on määritelty direktiivissä. (Tukes, ei pvm)

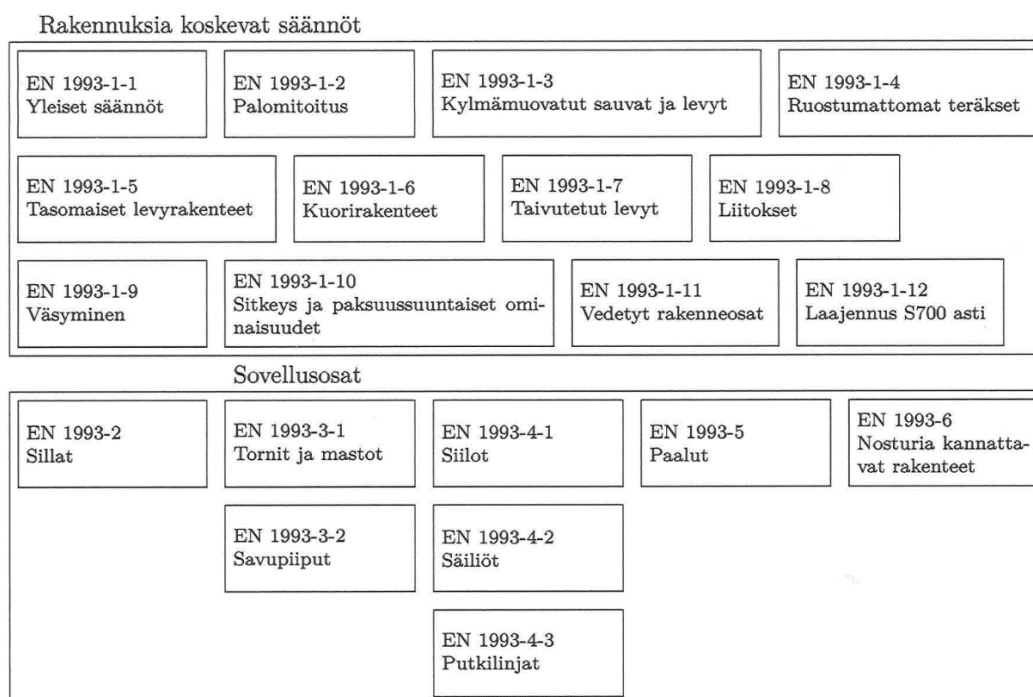
Konedirektiivillä on kaksi päätavoitetta. Taata koneiden vapaa liikkuvuus EU:n sisämarkkinoilla ja varmistaa samalla turvallisuuden ja terveyden suojelun korkea taso (Fraser, 2010). Riippumatta siitä, onko ne valmistettu EU:ssa vai tuotu muualta, koneiden pitää täyttää samat turvallisuusvaatimukset. Tämä auttaa suojelemaan käyttäjiä vammoilta ja muilta riskeiltä, jotka voivat aiheutua koneiden käytöstä (Fraser, 2010).

Konedirektiivi asettaa velvoitteita eri toimijoille koneiden markkinoille saattamisessa, kuten valmistajille, maahantuojille ja jälleenmyyjille. Näiden toimijoiden on varmistettava, että heidän toimittamansa koneet täyttävät direktiivissä asetetut vaatimukset ennen niiden markkinoille saattamista. (Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2006/42/EY artikla 4, 2006)

Direktiivi kattaa laajan valikoiman koneita, kuten vaihdettavat laitteet, turvakomponentit, nostoapuvälineet ja monet muut. Se määrittelee muun muassa yleiset turvallisuusvaatimukset, riskien arvioinnin ja vähentämisen menetelmät, tekniset tiedot, käyttöohjeiden sisällön sekä vaatimukset koneiden CE-merkinnälle. (Tukes, ei pvm)

3.3 Eurocode 3

Eurocode 3 on sarja standardeja, jotka koskevat teräsrakenteiden suunnittelua. Eurocode 3-järjestelmä helpottaa kansainvälisen yhteistyön tekemistä ja avaa kilpailua rakennusalalla. Eurocode 3-standardi järjestelmä on myös levinnyt tehokkaasti käyttöön maailmalle Pohjois-Amerikkaa lukuun ottamatta. Standardisarjan rakenne on esitetty kuvassa 1. Eurocode 3-standardissa on kuusi pääosaa, jotka käsittelevät rakennuksia, siltoja, mastoja ja savupiippuja, säiliöitä, silloja ja putkilinjoja, paaluja ja nosturien kantavia rakenteita (Teräsrakenneyhdistys, 2020).



Kuva 1. EN 1993 standardisarjan rakenne (Teräsrakenneyhdistys, 2020)

Opinnäytetyössä käytettiin pääasiassa Eurocode 3-standardisarjan standardeja SFS-EN 1993 1-1: Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt, jolla mitoitettiin rakenteen kestävyys standardin mukaisesti. Ja SFS-EN 1993 1-8: Liitosten mitoitus, jota käytettiin mitoittamaan rakenteen liitokset standardin mukaisesti.

3.4 Kuorman varmistaminen

3.4.1 Sidontapisteet

Sidontapisteet ovat kuormausalustassa olevia kiinnityspisteitä, joihin kuljetettava kuorma voidaan varmistaa sidontavälineillä, kuten liinoilla tai ketteillä. Sidontapiste voi olla yksittäinen rengas, lenkki tai muu sidonnan mahdollistava uloke (kuva 2).



Kuva 2. Sidontapiste pultattava (TMT. Malinen, ei pvm)

3.4.2 Sidontapiste standardi

Kuorman sidontaa määrittelee standardi SFS-EN 12640:2019. Standardi määrittelee hyötyajoneuvojen ja lastiyksiköiden kuormansidontapisteiden vähimmäisvaatimukset ja testausmenetelmät. Sidontapisteet on suunniteltava siten, että niihin kohdistuneet voimat siirtyvät lastinkuljetusyksikön rakenteisiin. Sidontapisteiden tulee sijaita mahdollisimman lähellä kuormausalustan reunoja tai ne on integroitava koriin. Tämä ei koske ajoneuvoja, joiden bruttopaino on alle 3500 kg. (SFS-EN 12640, 2019)

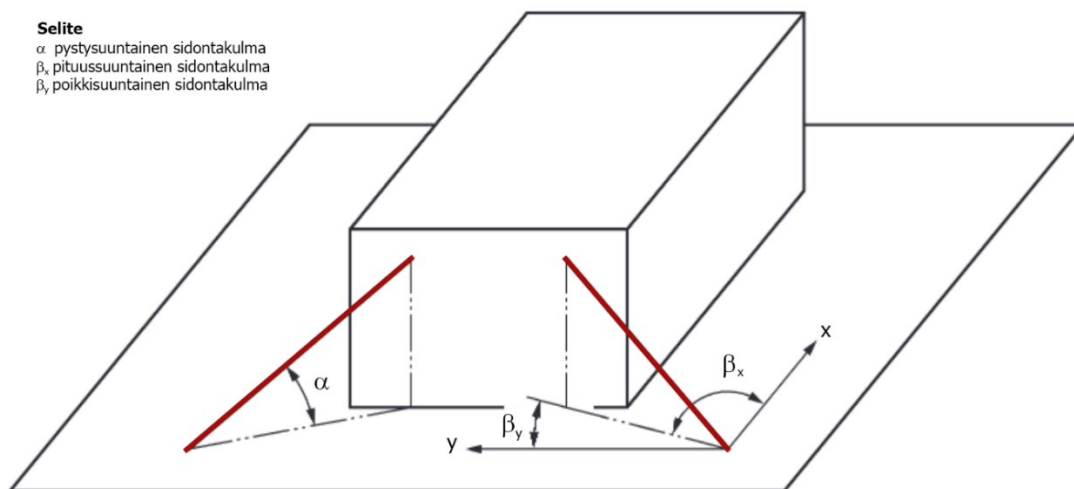
Standardin kohta 4.2 Yksittäisen sidontapisteiden mitoitusvaatimukset, käsittelee sidontapisteiden sijoittelua korissa ja sidontapisteiden mitoittamista. Sidontapisteet eivät saa ulottua lepoasennossa kuormakorin lattian vaakasuoran tason yläpuolelle. Sidontapisteiden vaatimien syvennyksien tulisi olla mahdollisimman pienet. Sidontapisteet on suunniteltava niin, että ne kestävät taulukossa 1 esitettyjä sidontavoimia, mistä tahansa suunnasta kuvan 3 kulmien mukaiselta alueelta. Kuvan 3 mukaan pystysuuntainen sidontakulma α saa olla suunnilleen 0 asteesta 90 asteeseen, jossa sallitaan 5 asteen poikkeama. Pituussuuntainen sidontakulma β saa olla suunnilleen 0 asteesta 180 asteeseen, josta sallitaan 5 asteen poikkeama. Kulman vaatimukset voidaan täyttää yhdistelemällä monia sidontapisteitä ja/tai sidontakiskojärjestelmiä. Sidontapisteisiin on pystyttävä pujottaa standardin määräämät koukut, jos lastikuljetusyksikön bruttopaino on yli 7500 kg. (SFS-EN 12640, 2019)

Taulukko 1. Sidontapisteiden minimikapasiteetti (SFS-EN 12640, 2019)

Ajoneuvon bruttomassa (m) kilogrammoina [kg]	Sidontapisteiden minimikapasiteetti (LC) dekanewtoneina [daN]
$m \leq 750$	400
$750 < m \leq 3500$	600
$3500 < m \leq 7500$	800
$7500 < m \leq 12\,000$	1000
$m > 12\,000^*$	2000

* Lisäksi intermodaaliset lastiyyksiöt

Selite
 α , pystysuuntainen sidontakulma
 β_x , pituussuuntainen sidontakulma
 β_y , poikkisuuntainen sidontakulma



Kuva 3. Sidontakulmien määritelmät (mukaillen SFS-EN 12640).

Sidontapistestandardin kappaleessa kuusi käsitellään sidontapisteiden testauksen vaatimukset. Jokaisesta sidontapiste vaihtoehdosta on testattava yksi kappale, jotka ovat suunniteltu käytettäväksi lastikuljetusyksikön kanssa. Testaus pitää tehdä sidontapisteille, jotka on kiinnitetty heikoimpaan mahdolliseen kohtaan (SFS-EN 12640, 2019, s. 8)

Testivoiman on oltava ensimmäisessä testausvaiheessa 1,00 kertaa sidontapisteiden minimikapasiteetti ja toisessa testausvaiheessa 1,25 kertaa sidontapisteiden minimikapasiteetti. Testien aikana sidontapisteen on oltava kiinnitettynä sopivaan sidontakoukkuun. Testien aikana sidontapistettä on kuormitettava kuvan 3 kulmissa α ja β sidontapisteelle kolmeen epäedullisimpaan suuntaan. Jokaisesta epäedullista suuntaa kohti on tehtävä yksi testi. Testivoimaa on kohdistettava sidontapisteeseen kolmen minuutin ajan. Sidontapisteen ympärille ympyrän muotoiseen alueeseen, jonka säde on $500\text{ mm} \pm 30\text{ mm}$ ei kohdisteta voimia testin aikana (SFS-EN 12640, 2019, s. 8).

Testauksen suorittamisesta laaditaan standardin mukainen testitodistus ja testausseleste.

4 ELEMENTTIMENETELMÄ

Opinnäytetyössä ei keskitytä enempää FEM-laskennan käyttötarkoituksiin tai erilaisiin analyyseihin, vaan opinnäytetyössä avataan vain siinä käytettyjä laskennan työkaluja, koska aihealue on niin laaja. Elementtimenetelmästä, sen käyttökohteista ja laskenta tavoista löytää todella paljon tietoa eri lähteistä siitä kiinnostuneille.

Elementtimenetelmä tulee sanoista Finite Element Method (FEM). Elementtimenetelmä on likimääräinen ja numeerinen laskentamenetelmä, jolla voidaan ratkaista ongelmia, joihin käsikirjakaavat eivät sovellu. Elementtimenetelmällä pystytään optimoimaan rakenteen muotoa ja materiaalien käyttöä, sekä tarkastella rakenteen kestävyyttä. Elementtimenetelmällä on tarkoitus mallintaa todellista olosuhdetta, kun tiedetään rakenteeseen kohdistuvat voimat, tuet ja materiaalien ominaisuudet (Vertex, ei pvm). Elementtimenetelmä on kehitetty insinöörien avuksi, jotta prototyyppien ja kokeiden tekemistä voidaan vähentää ja täten tuottaa valmiita suunnitelmia nopeammin ja tuoda alas suunnittelun kustannuksia (Simscale, 2023). Elementtimenetelmää sovelletaan nykyään monilla muillakin eri laskennan aloilla, esimerkiksi virtausmekaniikassa, sähkötekniikassa, akustiikassa ja bioteknologiassa.

Elementtimenetelmässä kohde jaetaan rajallisiin elementteihin, jotka toimivat yhdessä. Elementit muodostavat yhdessä elementtiverkon, joka on tutkittavan rakenteen muotoinen. Elementit verkossa eivät vastaa tutkittavaa 3D-mallia täysin vaan elementit ovat likimääräisiä, nämä elementit aiheuttavat laskentavirheitä. Laskentavirheitä voidaan minimoida elementtiverkkoa iteroimalla, jossa verkkoa tihennetään paikoissa, jotka ovat kriittisiä ja joista halutaan saada tarkkoja tuloksia. Elementtiverkon tihentäminen kasvattaa tarvittavien laskentatoimitusten määrää, joka vaatii lisää laskentatehoa ja lisää laskenta-aikaa. Elementtiverkon optimointi lisää laskenta tarkkuutta ja vähentää laskentatehon tarvetta. Laskenta tapahtuu jokaisessa elementissä ja tulokset perustuvat elementtien yhdiskohtien eli solmujen siirtymiin koordinaatiston x- ja -y suunnissa ja kiertymään z- akselin ympäri. Tietokoneohjelma yhdistelee jokaisen elementin tulokset yleensä värikoodein luettavaan muotoon. (Simscale, 2023)

Elementtimenetelmän laskentatavoista opinnäytetyössä käytetään vain rakenteiden statiikan laskentaa ja modaalista analyysiä. Staattinen rakenne analyysi määrittää staattisten kuormitusten vaikutukset rakenteeseen. Rakenteen jännitystä, venymää ja muodonmuutosta voidaan tutkia erilaisissa kuormitustilanteissa. Tämän avulla rakenteesta voidaan tunnistaa heikot kohdat ja ehkäistä kalliita suunnitteluvirheitä jo suunnitteluvaiheessa (Ansys, ei pvm). Modaalinen analyysi auttaa määrittämään rakenteen värähtelyominaisuudet. Luonnolliset taajuudet ja moodimuodot ovat tärkeitä parametreja rakenteen suunnittelussa dynaamisia kuormitustilanteita varten. Modaalisella analyysillä voidaan selvittää rakenteen ominaistajuuksia, joilla rakenne on altis resonoinnille (Sciencedirect, 2018).

5 SUUNNITTELU

5.1 Alkutiedot ja asiakasvaatimukset

Toimeksiantaja yritys tarvitsi laitteen testata sidontapisteitä. Sidontapisteiden testaukseen ei ole markkinoilla tarjolla valmista laitetta ja yrityksessä sidontapisteiden testaukset oli toteutettu sovelletuin keinoin. Yritys haki sidontapisteiden testaukseen yhtä laitetta, jolla sidontapisteet voidaan testata.

Opinnäytetyön aloitusvaiheessa käytiin toimeksiantajan kanssa läpi vaatimuksia, mitä testauspenkiltä vaaditaan ja mihin vaatimukset perustuvat. Vaatimukset perustuvat sidontapiste standardin SFS-EN 12640 pohjalle. Testauspenkin on pystyttävä tuottamaan taulukon 1 vaatimat voimat sidontapisteisiin standardin määrittämässä kulmissa määrätyn ajan verran. Poikkeuksena standardiin sovimme, että standardin testiä kohdassa 4.2 "sidontakiskojärjestelmien mitoitusvaatimukset" vaadittu metrin matkalla kolmea eri sidontapistettä on rasitettava samanaikaisesti Taulukon 1 voimien mukaisesti ei tarvitse testauspenkillä voida testata (SFS-EN 12640, 2019), koska se keskittyy sidontakiskojärjestelmän testaukseen, eikä yksittäisen sidontapisteen. Tämä olisi kasvattanut penkin kokoa huomattavasti ja hankaloittanut sen liikuttelua ja säilytystä, koska standardin vaatimien mittojen puitteissa penkki kasvaisi yli kahden metrin mittaiseksi.

Testipenkin suunnittelun alussa todettiin, että tällaisia testipenkkejä ei ole tehty ainakaan jälleennyntiin, joten penkin muodon suunnitteluun ei voinut ottaa mistään mallia tai suoria ideoita. Yrityksen kanssa sovittiin, että voima tuotetaan hydraulisylinterillä. Opinnäytetyöhön kuuluu sopivan sylinterin valinta. Hydrauliikkaa ei opinnäytetyössä suunnitella vaan opinnäytetyö keskittyy rakenteen mitoitukseen. Testipenkin rakenteen ja toimivuuden suunnitteluun annettiin vapaat kädet. Penkin koosta sovimme vain, että pidetään penkki mahdollisimman kompaktina käytön ja säilytyksen kannalta.

Suunnittelun alussa todettiin, että testauspenkin kuormituskerrat jäävät sen elinkaaren aikana suhteellisen matalaksi. Tämä mahdollistaa penkin rakenteen suunnittelun staattisen kuormituksen ehdoilla. Kuormitus on staattista, kun kuormituskerrat jäävät alle 10^{-4} Hz testauspenkin elinkaaren aikana. Staattisena kuormituksena penkkiä mitoittaessa liitosten väsymiskestävyyttä ei ole välttämätöntä laskea, mikäli liitokset mitoitetaan tasalujiksi liitettävän osan kanssa (Airila, ym., 1997, ss. 14, 254).

5.2 Hydraulisyylinterin mitoitus

Sidontapistettä kuormitetaan hydraulisyylinterillä vetämällä. Testauspenkkiin piti valita sopiva hydraulisyylinteri, jolla voidaan tuottaa ainakin 1,25 kertaa sidontapisteen minimikapasiteetin suuruinen voima (SFS-EN 12640, 2019, s. 8). Kestävimpään sidontapisteeseen taulukon 1 mukaan on siis pystyttävä kohdistamaan vähintään 2500 daN suuruinen voima.

Hydraulisyylinterin valinnassa tuli ottaa huomioon voima, jonka sylinteri pystyy tuottamaan sylinterin varren puolella, koska testipenkissä käytetään sylinterin vetoa kuormituksen luomisessa. Hydraulisyylinteri voi olla lyhyellä iskulla, koska se pienentää sen ympärille tarvittavaa rakennetta. Yrityksellä oli varastossa yksi ylimääräinen sylinteri, jota mahdollisesti voitaisiin käyttää penkissä hyödyksi. Hydraulisyylinterin sylinterin männän halkaisija oli 70 mm ja varren halkaisija 35 mm, iskua sylinterillä oli 150 mm, joka oli riittävä testipenkin tarkoitukseen. Maksimi käyttöpaine sylinterillä oli 240 bar. Sylinterin varren puolen pinta-alaksi saatiin 28,9 cm². Männän varren puolen tuottama voima F saadaan laskettua kaavalla 1

$$F = pA \quad (1)$$

Jolloin tulokseksi varrenpuolen pinta-alalla ja 240 bar painella saatiin 69,3 kN. Yrityksessä valmiina oleva ylimääräinen sylinteri riittää hyvin standardin määrittämän voiman saavuttamiseen. Sylinteriä voidaan käyttää pienemmällä paineella hydrauliiikan painerajaa säätämällä ja tarvittaessa testipenkissä on voimaa tehdä testejä isommallakin voimalla. Mitoitusarvo rakenteelle saatiin kertomalla sylinterin tuottama voima rakenteiden mitoituksessa käytetyllä varmuuskertoimella 1.5. Tällöin rakenteen mitoittavaksi voimaksi saadaan 104 kN. Sylinterin varren nurjahdusta ei tarvitse tarkastella, koska sylinteriä käytetään vain vedon luomiseen, tämän takia sylinterin varteen ei kohdistu nurjahdusta aiheuttavia voimia.

Mikäli Rakenteen suunnittelussa ilmenee liian suuren voiman aiheuttamia ongelmia, maksimikäyttöpainetta pystytään rajoittamaan painerajalla, koska sylinteri pystyy tuottamaan yli kaksi kertaa standardin vaatiman voiman. Mikäli tuote olisi markkinoille suunniteltava sarjatuotettu laite, tällaista ylimitoittamista ei tehtäisi, mutta kun kyseessä on yrityksen oma yksittäinen apuväline, tästä ei ole haittaa.

5.3 Tuotekehitys

Kun lähtötiedot oli sovittu toimeksiantajan kanssa ja voima millä rakenne mitoitetaan selvillä, tulevan testauspenkin rakenteen ideointi voitiin aloittaa. Tuotekehitys alkoi mallien ja ideoiden etsinnällä millainen penkki voisi rakenteeltaan olla. Hyvin nopeasti selvisi, että tämänkaltaisia testipenkkejä ei löydy suoraan markkinoilta, eikä mitään suuntaa antavaa rakennetta tullut vastaan. Rakennetta aloitettiin suunnittelemaan siltä vaadittavien ominaisuuksien pohjalta. Rakenteella piti pystyä kuormittamaan sidontapistettä kolmesta sille epäedullisimmasta suunnista. Penkin oli siis oltava sellainen, jolla kuormituksen suuntaa voidaan muuttaa tarpeen mukaan. Penkin mittoja määrää sidontapistestandardin määrittämä säde $r = 500 \text{ mm} \pm 30 \text{ mm}$, jonka alueella sidontapisteen ympärille ei saa kohdistaa tukireaktioita, kun testataan päällirakenteeseen integroitua sidontapistettä. Ja valmiina oleva hydraulisyylinteri, jonka asennuspituus on 355 mm. Suunnittelu aloitettiin ideoimalla ominaisuuksia ja piirtämällä erilaisia konsepteja paperille, joista voitiin poimia hyviä ideoita talteen ja poistamaan

huonoja ideoita pois suunnitelmista. Testauspenkistä piirrettiin käsin kolme erilaista vaihtoehtoja, joista poimittiin hyviä ja toimivia ominaisuuksia. Yhtä valittua konseptia lähdettiin suunnittelemaan eteenpäin.

Penkin rungon rakenne päätettiin toteuttaa RHS-suorakaideputkesta, jonka materiaali oli S355J2. RHS-putki todettiin rakenteeseen parhaaksi vaihtoehdoksi, koska testipenkkiin kohdistuvat voimat ovat teräsrakenteelle suhteellisen pieniä. RHS-putkella voidaan kantaa teräsrakenteeseen kohdistuvat voimat ja tällä voidaan välttää monta erillistä levyosaa vaativat kotelomaiset levyrakenteet ja niiden suuri hitsauksen tarve. Yrityksellä on aktiivisessa käytössä monia eri kokoja RHS- rakenneputkia ja levyjä, joten penkin rakenteessa pyritään käyttämään yrityksen varastossa olevia rakenneputki kokoja ja levy vahvuuksia.

3D-mallinnuksessa käytettiin Solidworks nimistä CAD-ohjelmaa. Yrityksessä on käytössä sama CAD-ohjelma, kun Savonialla, joten se oli ennalta tuttu ja mallintaminen sujui ongelmitta. Testauspenkistä luotiin ensin raakamalli käsin piirrettyjen luonnosten pohjalta, jossa voitiin hakea penkin yleiset mittasuhteen kohdalleen. Testauspenkin rungolle valittiin alustava RHS-suorakaideputki 150x100x6, jonka mukaan rakennetta voidaan aloittaa käsin mitoittamaan. Kuva alustavasta CAD-mallista on esitetty liitteessä 1 kuva 1.

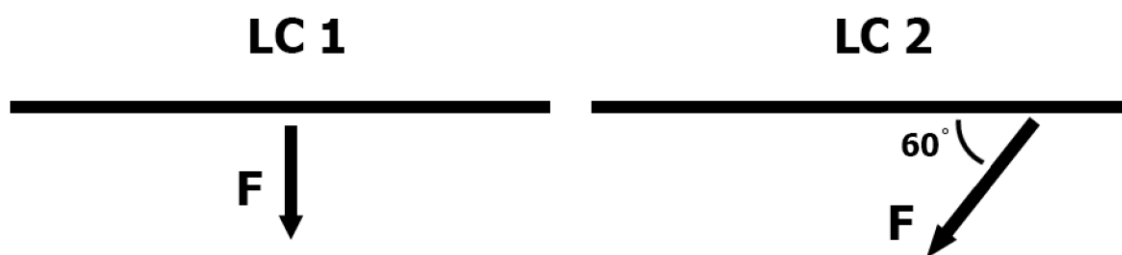
5.4 Mallinnus

Sidontapisteiden testauspenkin rakenteen mitoituslaskelmien jälkeen voidaan mallia lähteä kehittämään kohti lopullista valmistettavaa rakennetta.

Sidontapisteiden testauspenkin kappale mallinnus käsitellään liitteessä 1.

6 RAKENTEEN MITOITUS

Sidontapisteiden testauspenkin rungon rakenne mitoitettiin käsin laskennalla ja FEM-tarkastetulla. Penkin vetopalkin mitoittamisessa käytettiin statiikkaa voimien ja niiden komponenttien selvittämiseen, jonka avulla saatiin selville voimien komponentit, joita voitiin käyttää rakenteen mitoittamisessa Eurocode 3 mukaisesti. Kaikki rakenteen mitoittamiseen tehdyt laskut on esitetty opinnäytetyön liitteessä 3. Rakenteen käsin mitoituksessa oli käytetty rakenteelle vaativampaa LC 2 (Load Case 2) tilannetta, jossa voima rasittaa rakennetta 60 asteen kulmassa kuvan 4 mukaisesti. Rakenteen rasitus tilanteet ovat kuvan 4 mukaiset. FEM-laskennassa on käytetty enemmän rasitus tilanteita, koska kaikkien mahdollisten kuormitusten käsin laskenta ei ole kannattavaa.



Kuva 4. Vetopalkin rasitus tilanteet (Kuparinen, 2024)

6.1 Statiikka

Statiikan avulla voidaan ratkaista voimakomponentteja rakennemallista ja vapaakappalekuvasta. Opinnäytetyössä ei avata statiikkaa ja sen laskentaa syvällisemmin, vaan opinnäytetyössä käydään sen vaatimat laskentatavat ja tulokset lävitse.

Voima F on hydraulisynterin tuottama voima. Voima piti jakaa x- ja y-komponentteihin kaavojen 2 ja 3 mukaan (Valtanen, 2022, s. 160). Laskemisessa on käytetty liitteessä 2 olevaa vapaakappalekuvaa 1. Kulma α on 60 astetta.

$$\sum F_{bx} = F \cdot \cos(\alpha) \quad (2)$$

$$\sum F_{by} = F \cdot \sin(\alpha) \quad (3)$$

Hydraulisynterin tuottama voima F on 104 kN, joten F_{bx} saatiin 52 kN ja F_{by} 90 kN. Vapaakappalekuvan tasapainottamisella saatiin selville tuntemattomat voimakomponentit F_{ay} , F_{cx} ja F_{cy} . Vapaakappalekuva voidaan tasapainottaa matematiikan sääntöjen mukaan kaavojen 4, 5 ja 6 avulla.

$$\rightarrow \sum F_x = 0 \quad (4)$$

$$\uparrow \sum F_y = 0 \quad (5)$$

$$\sum M \curvearrowright = 0 \quad (6)$$

Liitteessä 3 rakenneosien mitoituslaskelmat olevien laskujen mukaan voimakomponenteiksi saatiin $F_{ay} = 35,7$ kN, $F_{cx} = 52$ kN ja $F_{cy} = 54,4$ kN.

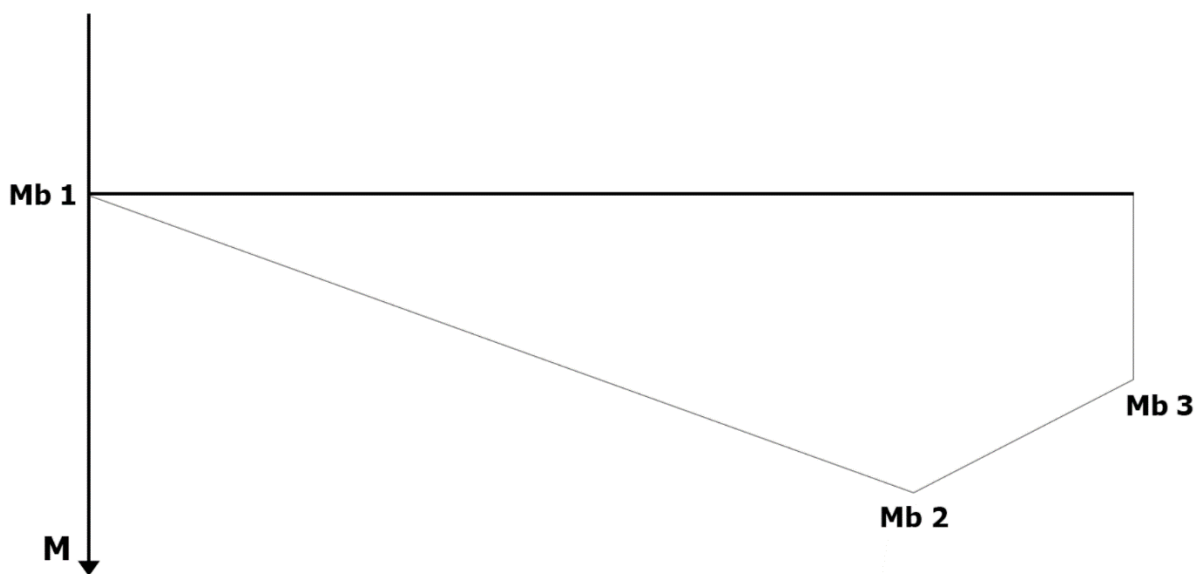
Liitteessä 2 olevan vapaakappalekuvassa 2 on selvitetty F_{cx} aiheuttama momentti. Momentti lasketaan kaavalla 7 (Valtanen, 2022, s. 175),

$$M_d = F \cdot a \quad (7)$$

Jossa F on voima ja a voiman kohtisuora etäisyys pisteeseen. Momentiksi M_d saatiin 35,9 kNm. Muut vapaakappalekuvan voimat eivät aiheuta momenttia, koska ne kulkevat suoraan momenttipisteen lävitse. Voimat F_{dx} ja F_{dy} ovat suoraan voimien F_{cx} ja F_{cy} vastavoimat vastavoiman lain mukaan.

Saadut voimat sijoitettiin Liitteen 2 vapaakappalekuvaan 3, josta voimme tarkistaa kappaleen tasapainon. Laskenta oli suoritettu oikein, koska kaavat 4, 5 ja 6 toteutuvat.

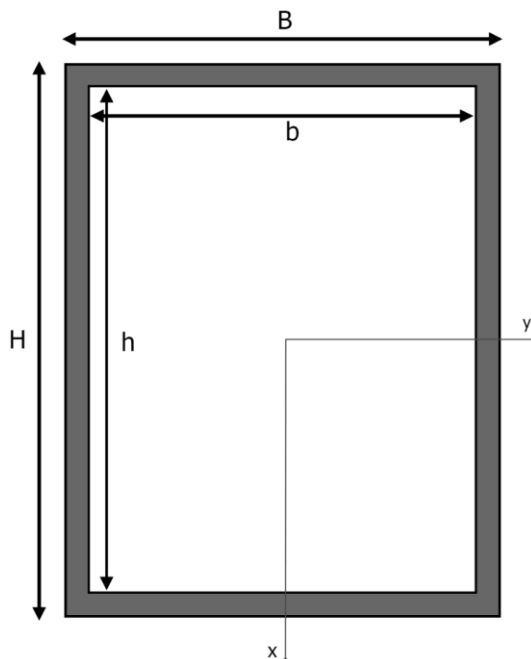
Momenttikuvaaja liitteen 2 vapaakappalekuvalle 3 on kuvan 5 mukainen. Suurin momentti M_{max} on palkin kohdassa M_{B2} , joka on 43,6 kNm.



Kuva 5. Momenttikuvaaja (Kuparinen, 2024)

6.2 Kaksitukisen palkin taivutus

Vetopuomin taipuma voitiin tarkastaa LC 1 kohdassa käsin laskennalla kaksitukisen palkin taivutuksen kaavoilla. Vetopuomin piti olla jäykkä ja sille suurin sallittu taipuma oli 10 mm. Taipuman laske- mista varten piti selvittää teräksen kimmokerroin ja profiilin taivutusneliömomentti I_y , joka voitiin laskea kaavalla 8. Kaavassa H on profiilin ulkokorkeus ja B ulkoleveys, h on profiilin sisäkorkeus ja b sisäleveys kuvan 6 mukaisesti.



Kuva 6. Profiilin mitat ja koordinaatit (kuparinen, 2024)

$$I_y = \frac{BH^3}{12} - \frac{bh^3}{12} \quad (8)$$

Profiilin taivutusneliömomentiksi saatiin $8\,524\,472\text{ mm}^4$. Teräksen kimmokerroin $E = 210\,000\text{ N/mm}^2$ (Valtanen, 2022, s. 390). Taipuma voitiin laskea kaavalla 9,

$$f_{m=} = \frac{Fl^3}{48EI} \quad (9)$$

Josta saatiin taipumaksi LC 1 kohdalla 2,9 mm, joka oli sallitun taipuman rajoissa. LC 2 taipuman laskeminen on käsin hankalaa, koska taipumaan vaikuttaa momentti ja momentin vaikutukselle taipumassa ei ollut suoraa käsin laskukaavaa, joten taipuma varmistettiin FEM-tarkastelulla.

6.3 Poikkileikkausluokka

Profiilin poikkileikkausluokka määritettiin standardin SFS EN 1993-1-1 mukaisesti. Puristettujen taso- osien poikkileikkausluokka 1 määritetään profiilin y - ja z -akseleille kaavalla 10. Kaavassa c on profiilin akselin suuntainen sisäpinnan mitta ja t materiaalivahvuus. Venymän arvo ε määritetty käytettävän materiaalin mukaan ja tässä tapauksessa ε on 0,81 (SFS EN 1993-1-1, 2005, s. 45).

$$c/t \leq 33\varepsilon \quad (10)$$

Profiili täyttää kaavan 10 määrittämän ehdon, joten profiilin poikkileikkausluokka on 1.

6.4 Puristuskestävyys

Profiilin puristuskestävyyden selvittämiseksi pitää laskea profiilin pinta-ala, joka lasketaan kaavalla,

$$A = 2(H \cdot t) + 2(B - (2 \cdot t)) \quad (11)$$

Jossa H on profiilin korkeus, B profiilin leveys ja t materiaalivahvuus. Pinta-ala A profiilille saatiin 2856 mm^2 .

Poikkileikkauksen puristuskestävyys laskettiin kaavalla, jossa A on kaavalla 11 laskettu pinta-ala, f_y materiaalin myötöraja ja osavarmuusluku γ_{M0} on 1.

$$N_{c,rd} = \frac{A \cdot f_y}{\gamma_{M0}} \quad (12)$$

Kaavalla 12 puristuskestävyydeksi $N_{c,rd}$ saatiin 1014 kN. Profiiliin kohdistuva voima N_{ed} on 54,4 kN, joten kaavan 13 toteutuessa profiili kestää siihen kohdistuvan puristuksen.

$$\frac{N_{ed}}{N_{c,rd}} = 0.054 \leq 1 \quad (13)$$

Profiili siis kestää voiman aiheuttaman puristuksen, koska kaava 13 toteutuu.

6.5 Taivutusjännitys

Taivutusjännityksen avulla voitiin tarkastaa taivutuksen aiheuttamat jännitykset RHS-putkiprofiilissa. Jännitykset eivät saanut noita yli materiaalin salliman M_{rd} , joka laskettiin kaavalla 14.

$$M_{rd} = \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad (14)$$

Materiaalin maksimijännitykseksi M_{rd} saatiin 353,3 MPa. RHS-putkiprofiilin taivutusjännityksen laskentaan piti selvittää profiilin taivutusvastus, joka voidaan laskea kaavalla 15, kaavassa käytetään kaavan 8 taivutusneliömomenttia ja etäisyyttä profiilin neutraali akselilta z_{max} .

$$W_y = \frac{I_y}{z_{max}} \quad (15)$$

Profiiliin kohdistuva taivutusjännitys laskettiin kaavalla 16, jossa käytetään apuna momenttia M_{max} ja kaavalla 15 laskettua taivutusvastusta W_y ,

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W_y} \quad (16)$$

Profiilin taivutusjännitykseksi σ saatiin 369 MPa. Käyttöaste voidaan laskea profiilille kaavalla 17,

$$\frac{\sigma}{M_{rd}} \quad (17)$$

Käyttöasteeksi RHS-profiilille saatiin 81 %. Käyttöaste on alle 100 %, joten profiili on laskennan pohjalta ylimitoitettu. Profiilin koko päätetään lopullisesti vasta FEM-tarkastelun jälkeen, koska rakenteesseen kohdistuvat eri rasiutilanteiden käsin laskenta ei ole kannattavaa sen hitauden ja hankaluuden takia.

6.6 Nurjahduskestävyys

Testauspenkin rakenteelle suoritettiin käsin nurjahdustarkastelu, jonka tarkoituksena oli varmistaa, onko rakenne altis nurjahdukselle. Nurjahduslaskut on suoritettu Eurocode 3 mukaisesti.

Nurjahduksen laskentaa varten piti selvittää profiilin taivutusneliömomentit I_y ja I_z , jotka laskettiin kaavalla 8. I_z Laskentaan profiilin mitat käännettiin vastaamaan z akselia. Nurjahdus tapahtuu aina pienemmän neliömomentin omaavan akselin suhteen. Tässä tapauksessa z akselin suhteen, joten nurjahdus lasketaan profiilin z akselilla. Laskennassa käytettyjä arvoja on epätarkkuustekijä $\alpha = 0,21$ ja kimmokerroin $E = 210000 \text{ N/mm}^2$ (SFS EN 1993-1-1, 2005). Profiilin pituus on 690 mm ja profiilin nurjahduspituus L_n on Eulerin ensimmäisen nurjahdussäännön mukaan

$$L_n = 2L \quad (18)$$

Jota käytetään nurjahduksen mitoituslaskuissa.

Nurjahduksen laskemiseen piti selvittää kimmoteorian mukainen kriittinen voima profiilille $N_{cr,z}$, muunnettu hoikkuus ja pienennystekijä. Kriittinen voima laskettiin kaavalla

$$N_{cr,z} = \frac{\pi^2 E I_z}{L_n^2} \quad (19)$$

Josta saatiin kimmoteorian mukaiseksi kriittiseksi voimaksi $N_{cr,z}$ 5075 kN.

Muunnettu hoikkuus $\bar{\lambda}$ laskettiin poikkileikkaukselle 1 kaavalla

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A f_y}{N_{cr,z}}} \quad (20)$$

Muunnetuksi hoikkuudeksi $\bar{\lambda}$ saatiin 0,447.

Jos muunnettu hoikkuus on $\bar{\lambda} \leq 0,2$ tai kun kaava $\frac{N_{ed}}{N_{cr,z}} \leq 0,04$ toteutuu ei nurjahdusta tarvitse profiilille tarkistaa ja pelkkä poikkileikkausluokan tarkastus riittävä (SFS EN 1993-1-1, 2005, s. 62). Voima N_{ed} on 54,4 kN ja $N_{cr,z}$ on 5075 kN, joten kaavasta 21

$$\frac{N_{ed}}{N_{cr,z}} \quad (21)$$

Saadaan 0,011. Profiilille ei tarvitse tarkastaa nurjahdusta. Nurjahdus on kuitenkin laskettu liitteessä 3 kohdassa nurjahduskestävyys sen varmistamiseksi.

6.7 Hitsausliitosten mitoitus

Testauspenkissä on voima kantavia hitsejä, jotka sijoittuvat testauspenkin kääntökehälle, pohjakehikolle ja kulmansäätö levyille. Hitsien mitoitus oli tärkeää, jotta rakenne kestää myös liitosten kohdalta rasituksen ollessa sen käyttörajatilassa. Hitsien laatuluokaksi valittiin standardin SFS-EN ISO 5817:2023 mukaan C, joka on yleinen hitsausluokka normaali olosuhteissa käytettäville staattisesti kuormitetuille rakenteille (SFS-EN ISO 5817:2023, 2023). Hitsit määritettiin tasalujiksi liitettävien rakenneosien kanssa. Tasalujat hitsin saatiin toteutettu RHS-profiileihin tehtävien puoli-v-railojen avulla. Puoli-v-railo mahdollisti materiaalin läpihitsattavuuden. Muutamassa kohdassa rakennetta

käytettiin pienahitsiä. Kahdelta puolelta levyosaa hitsattavat pienahsit mitoitetaan tasalujiksi kaavalla,

$$a = 0,7t \quad (22)$$

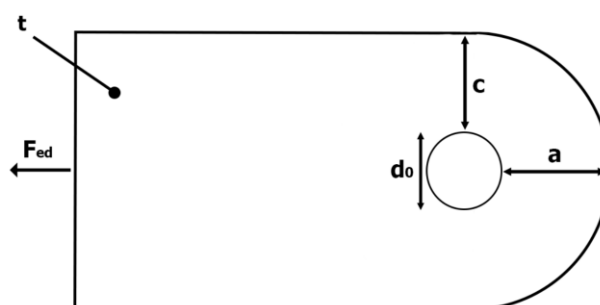
jossa a on hitsin a -mitta, ja t ohuemman liitettävän materiaalin paksuus. Hitsattujen rakenteiden tarkemmat laskut on esitetty liitteessä 3.

6.8 Nivel tappien mitoitus

Rakenteessa on kolme erilaista nivel tappiliitosta. Ensimmäinen nivel tappiliitos liittyy hydraulisynterin vetopalkkiin, toinen toteuttaa vetopalkin käännön ja kolmas lukitsee käännön. Tapit mitoitettiin standardin SFS- EN 1993-1-8 mukaisina kaksileikkeisinä nivel tappiliitoksina. Standardia pyrittiin soveltamaan rakenteemme kohdalla mahdollisimman todenmukaisesti, mutta laskennassa voi olla virheitä, jotka aiheutuvat erilaisten rakenteiden käytöstä verrattuna standardiin. RHS-profiili liitettynä kahteen levyyn nivel tappiliitoksella eroaa standardin käyttämästä kolmen levyn nivel tappiliitoksesta. Esimerkiksi nivel tapin taivutusmomentin M_{ed} laskennasta ei ole standardissa esitetty kuin yksi esimerkitapaus (SFS EN 1993-1-8, 2005, s. 40), joten sen laskennassa voi esiintyä virheitä nivel tapin mitoituksessa.

Nivel tappiliitoksen mitoitus ehdot ovat nivel tapin leikkauskestävyyden, levyn ja tapin reunapuristuksen, nivel tapin taivutuskestävyyden ja nivel tapin yhdistetyn leikkaus- ja taivutuskestävyyden tarkastelu. Tässä tapauksessa reunapuristus ja taivutuskestävyys mitoitetiin niin, että nivel tapit ovat myös vaihdettavissa (SFS EN 1993-1-8, 2005, s. 40).

Nivel tappiliitoksen rakenneosien geometriset vaatimukset laskettiin standardin mukaisesti. Rakenteelle pätee geometriset vaatimukset, jotka määrittävät paljon materiaalia tuli olla nivel tapin reiän ympärillä. Mitat on esitetty kuvassa 7. Geometriset vaatimukset on laskettu kaavoilla 23 ja 34 (SFS EN 1993-1-8, 2005, s. 39).



Kuva 7. Geometristen vaatimusten mitoitus selitteet (mukaillen SFS EN 1993-1-8, 2005, s. 39)

$$a \geq \frac{F_{Ed}\gamma_{M0}}{2tf_y} + \frac{2d_0}{4} \quad (23)$$

$$c \geq \frac{F_{Ed}\gamma_{M0}}{2tf_y} + \frac{d_0}{3} \quad (24)$$

Vetopalkin käännön tapeille geometrisiksi minimi mitoiksi a ja c saatiin $a = 28,4$ mm ja $c = 18$ mm. Hydraulisynteriä kannattelevan nivel tapin minimi mitoiksi saatiin $a = 37,4$ mm ja $c = 26$ mm.

Geometrian selvityksen jälkeen voitiin laskea minkä kokoisella tapilla mitoitus ehdot täyttyvät (SFS EN 1993-1-8, 2005, ss. 39-40). Niveltapin leikkauskestävyys selvitetiin kaavalla,

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6Af_{up}}{\gamma_{M2}} \geq F_{v,Ed} \quad (25)$$

jossa A on niveltapin pinta-ala, f_{up} on niveltapin vetomurtolujuus ja osavarmuuskerroin $\gamma_{M2} = 1,25$.

Levyn ja niveltapin reunapuristus laskettiin kaavalla

$$F_{b,Rd} = \frac{1,5tdf_y}{\gamma_{M0}} \geq F_{b,Ed} \quad (26)$$

Ja kun niveltapin pitää olla vaihdettava pätee sille myös kaava,

$$F_{b,Rd,ser} = \frac{0,6tdf_y}{\gamma_{M6,ser}} \geq F_{b,Ed,ser} \quad (27)$$

jossa osavarmuusluku $\gamma_{M6,ser} = 1$.

Niveltapin taivutuskestävyys lasketaan kaavalla

$$M_{Rd} = \frac{1,5W_{el}f_{yp}}{\gamma_{M0}} \geq M_{Ed} \quad (28)$$

Ja kun niveltapin pitää olla vaihdettavissa pätee sille myös kaava,

$$M_{Rd,ser} = \frac{0,8W_{el}f_{yp}}{\gamma_{M6,ser}} \geq M_{Ed,ser} \quad (29)$$

jossa W_{el} on niveltapin taivutusvastus.

Niveltapin yhdistetty leikkaus- ja taivutuskestävyys laskettiin kaavalla

$$\left[\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right]^2 + \left[\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \right]^2 \leq 1 \quad (30)$$

Näiden mitoitus ehtojen lisäksi, kun niveltapin oli tarkoitettu vaihdettavaksi pitää kosketuspaineen täyttää vaatimus $\sigma_{h,Ed} \leq f_{h,Rd}$, jossa $\sigma_{h,Ed}$ lasketaan kaavalla

$$\sigma_{h,Ed} = 0,591 \sqrt{\frac{EF_{Ed,ser}(d_0 - d)}{d^2 t}} \quad (31)$$

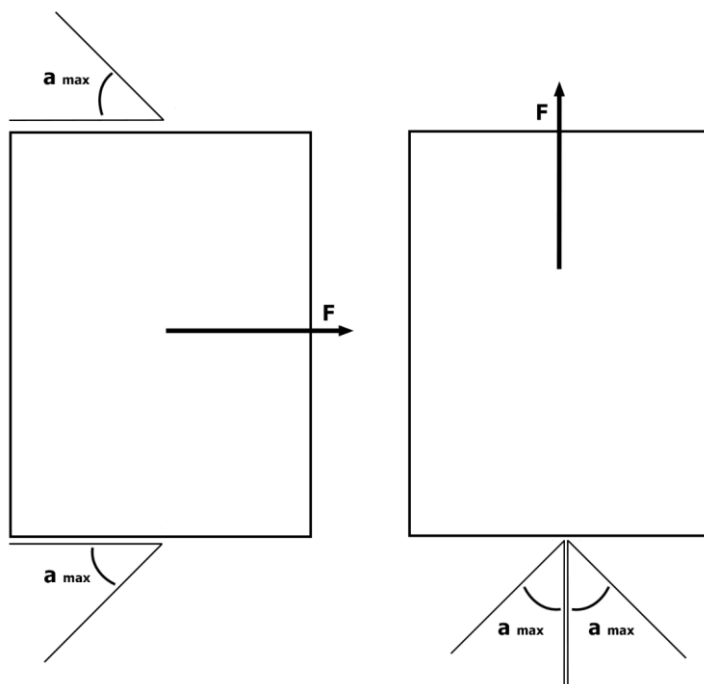
Ja $f_{h,Rd}$ lasketaan kaavalla

$$f_{h,Rd} = \frac{2,5f_y}{\gamma_{M6,ser}} \quad (32)$$

Vetopalkin käännön niveltapille saatiin halkaisijaksi laskujen avulla $d = 30$ mm, jolla kaikki siltä vaaditut laskentaehdot täyttyivät. Hydraulisyliinteriä kannattelevan niveltapin halkaisijaksi saatiin $d = 33$ mm, jolla kaikki siltä vaaditut laskentaehdot täyttyivät. Niveltapin mitoituslaskut ja niiden tulokset on esitetty liitteessä 3, jonka avulla niveltapin laskut voidaan yritykset toimesta tarvittaessa tarkastaa tai rakennetta muokatessa mitoittaa niveltappeja uudelleen.

6.9 Alakehän sidontakulmat

Alakehän sallitut sidontakulmat piti selvittää, jotta testauspenkin sitominen testattavan korin sisään on turvallista ja sidontakulmien aiheuttamat voimat eivät kasva liian suuriksi ja hajota rakennetta. Sidontakulmien laskenta on esitetty liitteessä 3. Sidontakulmien turvalliseksi rajaksi asetettiin 45 asteen poikkeama voiman kohdistuvasta suunnasta. Kuvassa 8 on esitetty voiman suunta ja sallittu poikkeama sidonnassa kulmana, jossa a_{max} saa enintään olla 45 astetta.



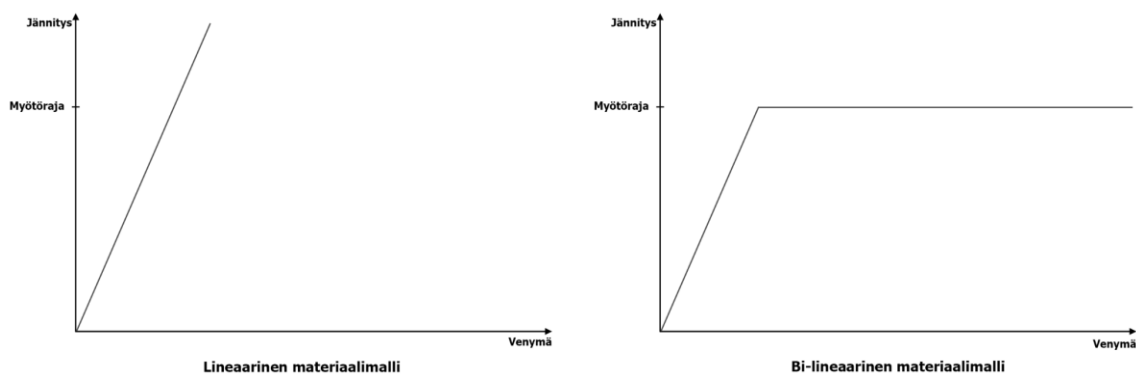
Kuva 8. Suurimmat sallitut sidontakulmat rakenteelle (Kuparinen, 2024)

7 FEM-ANALYYSI

7.1 FEM-laskentamallin rakentaminen

Testauspenkin rakenteen kattava lujuustarkastelu suoritettiin FEM-analyysillä. Rakenteen erilaiset kuormitustilanteet sisältävät kulmien vaihtelua ja pieniä epäkeskeisyyksiä, jotka rakenteen käsin mitoittamisesta hankalaa ja hidasta, joka ei ole järkevää. FEM-analyysin avulla kaikki mahdolliset kuormitustilanteet oli helppo tarkastaa ja tulosten perusteella optimoida käsin mitoitettua rakennetta. FEM-analyysissä käytettiin Analyysiin Ansys-simulointiohjelmistoa.

Sidontapisteiden testauspenkin CAD-malli jaettiin kahteen ylä- ja alaosaan, joista kummastakin tehdään oma FEM-analyysi. Mallia yksinkertaistettiin niin, että FEM-analyysiin jäi vain voimia kantavat rakenteet, jotta analyysistä saadaan mahdollisimman kevyt laskennan kannalta. Mallit avattiin Ansysin SpaceClaim-ohjelmassa, jossa niistä tehtiin kiinteä rakenne, jolla vältetään Ansysin kontaktien luomiselta ja niiden aiheuttamilta mahdollisilta laskentavirheiltä. Rakenteen hitsien oli tarkoitus olla tasalujia muun rakenteen kanssa, joten rakenteen solidiksi muuttaminen SpaceClaimissä oli mahdollista. Analyysiä varten Ansysin materiaalikirjastoon luotiin kaksi materiaalimallia S355J2 ja S650MC, koska yrityksen putket ovat S355J2 rakenneterästä ja levyosat S650MC. S355J2 materiaalista myötörajana käytettiin 355MPa, poissonin lukua 0,3 ja kimmokerrointa 210 GPa. S650MC materiaakin myötörajana käytettiin 650 MPa. Bi-lineaarissa analyysissä materiaaleille käytettiin kulmakerrointa 1 MPa. Tämä kulmakerroin ei ole mikään realistinen luku materiaaleille, vaan sillä on tarkoitus luoda tilanne, missä materiaali ei kanna sen muokkauslujittumis ominaisuuden avulla voimia. Materiaalimallit on kuvattu kuvassa 9.



Kuva 9. Analyyseissä käytetyt materiaalimallit (Kuparinen, 2024)

Malleille suoritettiin modaalinen-, LA- ja MNA analyysi. Modaalista analyysiä käytettiin opinnäytetyössä rakenteen reunaehtojen tutkimiseen. Modaalisella analyysillä voitiin varmistaa reunaehtojen pätevyys ja rakenteen kiinteys. Rakenteen värähtely kulkee jokaisen osan lävitse, eikä mikään osa värähtele omalla taajuudella. Modaalisella analyysillä huomattiin, että rakenteessa ei ole irtoneaisia osia. Modaalisen tarkastelun tulokset on käsitelty liitteessä 1 kappaleessa FEM-analyysin tulokset.

LA eli lineaarinen analyysi tehtiin jokaiselle testatulle rasitus tilanteelle. Lineaarisella analyysillä oli helppo selvittää rakenteen lähtökohdat analyysille, missä rakenteessa oli heikoimmat kohdat. Lineaarinen analyysi sopii hyvin yleisen rasitustilan määrittämiseen, mutta ei sovi murtorajatilan analysointiin, koska se päästää jännitykset kohoamaan yli myötörajan. Lineaarinen analyysi oli hyvä, koska sen laskenta on paljon nopeampaa, kuin MNA-analyysin.

MNA tulee sanoista "material non-linear analysis" ja on epälineaarinen materiaali analyysi, jota hyödynnetään, kun jännitykset ylittävät myötörajan. Lineaaristen analyysien tulokset on esitetty liitteessä 1 kappaleessa FEM-analyysin tulokset. MNA-analyysissä materiaalin jännitykset eivät pyri kasvamaan yli materiaalin myötörajan, vaan analyysi antaa materiaalin myötää kuvan 9 bi-lineaarisen materiaalimallin mukaisesti ja materiaali alkaa kantamaan myötörajan yli menneen elementin vierestä. Laskennasta hidasta teki se, että ohjelma joutuu suorittamaan laskennan uudelleen, kun jokin piste ylittää materiaalinmyötörajan. Ohjelma toistaa laskentaa niin monta kertaa, kunnes rakenne kantaa siihen kohdistuvan voiman. Opinnäytetyön tapauksessa rakenne kuitenkin kesti hyvin siihen kohdistuneet rasitukset. MNA-analyysin tulokset ovat esitetty liitteessä 1 kappaleessa FEM-analyysin tulokset.

FEM-analyysin tulosten tulkintaan käytettiin vakimuodonvääristymisenergihypoteesia, eli von Mises-jännitystä, joka sopii sitkeiden materiaalien esimerkiksi rakenneterästen tarkasteluun (Vertex, ei pvm). Rakenteen siirtymää tarkastellaan total deformation tuloksella, joka kertoo paljon solmut liikkuvat voiman vaikutuksesta. MNA-analyysissä voidaan tarkastella myös plastisen muodonmuutoksen suhdetta, joka kertoo missä plastista muodonmuutosta tapahtuu eniten prosentuaalisesti. Suurin sallittu plastinen muodonmuutos on 5 %.

7.2 FEM-analyysin tulokset

FEM-analyysin tulokset kappale on esitetty liitteessä 1.

8 RISKIN ARVIOINTI

Laitteen valmistajan tulee suorittaa laitteelle riskien arviointi, jotta turvallisuus- ja terveysvaatimukset voidaan määrittää konedirektiivin 2006/42/EY liitteen I mukaisesti. Direktiivin liitteessä I on kerrottu turvallisuus ja terveysvaatimukset, joita pitää noudattaa laitetta suunniteltaessa ja rakennettaessa. Riskiarviointi on tärkeä tehdä laitteelle, jotta niiden käyttäjien, asentajien ja huoltajien on turvallista toimia laitteen kanssa. Riskiarvoilla pyritään minimoimaan vaaralliset rakenteet, käyttäjävireet ja turhat vahingot laitteella työskennellessä. Riskiarvoilla ehkäistään myös tapaturmista tapahtuvia lisäkustannuksia ja jopa nostetaan tuottavuutta hyvin ohjeistetulla käyttäjäkokemuksella. Riskiarviointia laitteelle vaatii EU, koska EU sisälle valmistetun laitteen tulee noudattaa työturvallisuuslakia, käyttöasetusta ja konedirektiiviä.

Laitteen valmistajan riskin arviointi ja riskien pienentäminen on iteratiivinen prosessi, jonka aikana valmistajan on määritettävä koneen raja-arvot, joihin sisältyy koneen tarkoitettu käyttö ja ennakoitavissa olevat väärinkäyttötapaukset. Koneesta on tunnistettava mahdolliset vaarat ja niihin liittyvät vaaratilanteet. Riskejä on arvioitava huomioon ottaen riskistä aiheutuvan terveyshaitan tai vamman vakavuus ja todennäköisyys (2006/42/EY Liite I). konedirektiivin 2006/42/EY liitteessä I säädetty olennaiset terveys- ja turvallisuusvaatimukset ovat pakottavia. Jos laitteen tekniikan taso ei mahdollista kaikkia asetettuja tavoitteita on ne suunniteltava ja rakennettava vastaamaan sille asetettuja tavoitteita mahdollisimman pitkälle.

Riskin arviointi tulee suorittaa Koneturvallisuuden standardin SFS-EN 12100 ohjeita noudattaen. Riskien arvioinnin dokumentaation tulee olla niin selkeää ja yksityiskohtaista, että kaikki sen lukevat saavat oikean käsityksen arvioinnin suorituksesta ja sen tuloksista. Riskianalyysin Dokumentaatio vaatimukset on esitetty standardissa SFS-EN 12100 kohdassa 7. Riskianalyysin dokumentaatioon kuuluu seuraavat asiakirjat:

- Tiedot koneesta, jolle arviointi on tehty.
- Tiedot kaikista merkityksellisistä tehdyistä olettamuksista, kuten kuormat ja lujuudet.
- Tiedot tunnistetuista vaaroista ja vaaratilanteista, sekä riskin arvioinnissa huomioon otetuista vaarallisista tapahtumista.
- Tiedot, joihin riskin arviointi perustui.
 1. Käytetyt aineistot niiden lähteet.
 2. Käytettyyn aineistoon liittyvät epävarmuudet ja sen vaikutus riskin arviointiin.
- Tiedot riskin pienentämistavoitteista, jotka on saavutettava suojaustoimenpitein.
- Tiedot toteutetuista suojaustoimenpiteistä tunnistettujen vaarojen poistamiseksi tai riskin pienentämiseksi. Lisäksi toteutettujen suojaustoimenpiteiden valinnassa käytettyihin standardeihin tai muihin spesifikaatioihin olisi viitattava.
- Tiedot koneeseen liittyvistä jäännösriskeistä.
- Riskin arvioinnin lopputulos.
- Kaikki riskin arvioinnin kuluessa täydennetyt asiakirjat.

Opinnäytetyön sidontapisteiden testauspenkin rakenteessa oli otettu huomioon riskit rakenteen kes-
toon liittyen. Rakenne oli mitoitettu standardien mukaisesti. Testauspenkkiin pitää suunnitella suo-
jaukset ympärille penkkiä käytettäessä, mutta sitä ei opinnäytetyössä ehditty tekemään ajan puut-
teen takia. Penkin hydraulikkaa suunniteltaessa on otettava huomioon sen aiheuttamat mahdolliset
riskit. Hydraulikan suunnitteluun ei kuitenkaan ollut opinnäytetyössä mukana. Sidontapisteiden tes-
tauspenkille pitäisi hydraulikka suunnittelun yhteydessä suorittaa riskien arviointi, jotta se täyttää
EU:n vaatimat standardit. Opinnäytetyö tarjoaa hyvän pohjan lähteä suorittamaan riskien arviointia.
Riskien arviointia varten ei ole yhtä määrättyä menetelmää, vaan sen saa suorittaa kohteelle par-
haimmalla näkemällään tavalla. Riskien arvioinnissa voi myös käyttää monia menetelmiä, jolloin ris-
kien tunnistamisesta saadaan mahdollisesti laajempaa tietoa.

9 TURVALLISUUS

Kone on suunniteltava ja rakennettava siten, että se soveltuu sen käyttötarkoitukseen ja sitä voidaan käyttää, huoltaa ja säätää henkilöitä vaarantamatta, kun nämä toimet suoritetaan ohjeistetulla tavalla, ottaen huomioon kohtuudella ennakoitavissa olevat väärinkäytöt. Rakenne on pyrittävä suunnittelemaan niin, että sitä ei voida käyttää epätavallisella tavalla, jos tällaisesta käytöstä voi aiheuta riskejä. Käyttöohjeessa on kerrottava tilanteista, jotka on todettu käytännössä mahdollisiksi väärinkäyttötilanteiksi (2006/42/EY Liite I 1.1.2).

Turvallisuutta tuli miettiä jo testauspenkin rakenteen suunnitteluvaiheessa. Vaikka testauspenkkiä ei käytä, kuin muutama ihminen, jotka ymmärtävät sen käytön idean ja väärinkäyttötapaukset ovat todella harvinaisia. Verrattuna sarjavalmisteesiin koneisiin, joilla käyttäjiä on paljon enemmän. Testien tekeminen penkillä tuli kuitenkin olla turvallista, joten suunnittelussa piti miettiä penkin rakennetta myös turvallisuuden kannalta.

Penkin rakenne on melko tukeva ja täten raskas. Kääntökehä on painoltaan noin 45 kg ja koko penkki noin 200 kg, joten penkin nosteluun ja liikuttamiseen tulee käyttää nosturia tai trukkia. Koneen komponentit tulee olla käsiteltävissä turvallisesti, jos sen paino, koko tai muoto estää komponentin tai koneen liikuttelun käsin, pitää se varustella kiinnityskorvakkeilla (2006/42/EY Liite I). Tätä varten penkkiin oli suunniteltu nostolenkit ja sidontapisteet, joista penkkiä on turvallista säätää ja sitoa siirtelyn aikana. Penkin kulmansäädön, kulman lukituksen ja sylinterin niveltappien kiinnitys pitää varmistaa. Niveltappien paikallaan pysyminen pitää varmistaa, jos on olemassa riski tapin irtaamiseen (SFS EN 1993-1-8, 2005). Penkin sylinterin niveltapin lukituksessa erityisesti pitää olla hyvä lukitus, koska kääntökehää joudutaan kääntämään eri asentoihin.

Turvallisuuteen liittyvä isoin tekijä on hyvin tehty riskien arviointi, jonka tekemistä opinnäytetyössä vain pohjustettiin. Riskien arvioinnin avulla valmiille laitteelle voidaan luoda käyttöohjeet, jotka ovat koneelle pakolliset, jos sellainen meinataan tuoda markkinoille tai yleiseen käyttöön. Käyttöohjeissa on opastettu laitteen käyttörajoitukset ja raja-arvot, kuinka laitetta käytetään oikeaoppisesti ja mainittu mahdollisista helposti sattuvista vahingoista. Ohjeissa ilmoitetaan laitteen vaatimat huoltotoimenpiteet ja niiden suoritusväli, miten usein ja laitetta tarvitsee huoltaa. Valmiille testauspenkille olisi hyvä luoda käyttöohjeet sen valmistuttua, vaikka penkki tulee yrityksen sisäiseen käyttöön.

Penkkiä voi tulevaisuudessa joutua käyttämään joku, jolla ei ole tietoa sen käytöstä, jolloin käyttöohjeet ovat lähes välttämättömät penkin turvallisen käytön kannalta. Opinnäytetyössä ei käyttöohjeiden luontia aihealuerajauksen ja ajan takia enempää käsitellä tai ohjeita luoda. Opinnäytetyössä ohjeistetaan valmiille testauspenkille luomaan käyttöohjeet penkin turvallista käyttöä varten.

Rakenteen toimivuus ja turvallisuus tulee testata hallituissa olosuhteissa ennen varsinaista käyttöönottoa, jolla voidaan varmistaa rungon kestävyys riittävällä varmuudella. Rakenteelle on suunniteltava tarkastusväli, mikä pitää ilmoittaa tarkastusohjeiden kanssa myös käyttöohjeissa. Näiden kohtien painoarvo korostuu, koska suunnittelu oli suoritettu opinnäytetyönä. Laskennassa ja rakenteen suunnittelussa on voinut tapahtua virheitä.

10 TULOKSET

Opinnäytetyössä saatiin suunniteltua sidontapisteiden testauspenkin rakenne Eurocode 3-standardien mitoitusvaatimusten mukaisesti ja valittua penkkiä rasittava hydraulisylinteri. Penkin rakenteen kestävyystarkastelu suoritettiin FEM-analyysillä, jonka perusteella rakenne kesti siihen kohdistuvat kuormitukset. FEM-analyysissä tutkittiin kääntyvälle vetopalkille viittä eri rasiustilannetta ja pohjakehälle kahta eri rasiustilannetta. Analyysin tulosten perusteella rakennetta voidaan halutessaan optimoida, koska FEM-tarkastelu suoritettiin kahdelle eri RHS-profiilille 150x100x6 ja 140x80x6. Molemmat näistä vaihtoehdoista läpäisi FEM-tarkastelun. Käsin laskennassa 150x100x6 profiilille käyttöasteeksi saatiin 81 %, joten profiili on käsin laskennan perusteella ylimitoitettu. 140x80x6 profiilille 105 %, joka on käsin laskennalla todettuna optimaalinen rasiutukseen nähden. Opinnäytetyö tarjoaa yritykselle valmiin rakenteen testauspenkille, joka oli valmistettavissa yrityksen varastomateriaaleista. Penkin rakenteen suunnittelussa, mitoituksessa ja FEM-analyysissä onnistuttiin pääsääntöisesti hyvin. Käsin tehdyissä mitoituslaskuissa oli jonkin verran haasteita rakenteen muodosta ja siltä vaadituista ominaisuuksista johtuen, jotka tekivät käsin mitoituslaskuista haastavia ja kannattamattomia alkaa laskemaan. Käsin laskettujen laskujen tulokset vaikuttivat kuitenkin järkeviltä. Ainut laskennassa mietityttävä kohta oli niveltappien taivutuskestävyys, jota jouduttiin soveltamaan standardiin nähden, koska standardi ei esittänyt erilaisille profiileille laskenta esimerkkejä tai kaavoja eri tapauksiin. Mikäli tappien laskennassa on virheitä, on virhe kuitenkin ylimitoituksen suuntaan, joten tämä ei aiheuta rakenteessa vaaroja.

Sidontapisteiden testauspenkin valmiiksi saamiseen yrityksessä pitää suunnitella siihen soveltuva hydraulikka järjestelmä. Penkin konedirektiivin 2006/42/EY täyttämiseksi penkkiin tulisi tehdä raportoitu riskien arviointi ja luoda penkille kattavat käyttöohjeet. Opinnäytetyön dokumentaation pohjalta yritys pystyy jatkamaan projektia eteenpäin.

Testauspenkin suunnittelussa on pyritty vikasietoisuuteen ja rakenteelliseen varmuuteen. Laskelmissa on käytetty raportissa kuvattuja yksinkertaistuksia. Esimerkiksi rakenteellisia epätäydellisyyksiä ei ole otettu huomioon FEM-analyysissä. Rakenteen stabiiliteettia on tavoiteltu valitsemalla käytettyihin profiileihin kompakteja poikkileikkauksia lommahdusten välttämiseksi. Pilarimaisten rakenteosien nurjahduskestävyys on varmennettu Eurokoodi 3:n mukaisin käsin laskelmin. Edellä kuvattujen puutteiden ja lopullisen toteutettavan konstruktion mahdollisten suunnittelussa käytetyistä oletuksista poikkeavien ratkaisujen takia testauspenkin rakenteen toimivuus ja turvallisuus tulee vielä varmistaa hallituissa olosuhteissa testaamalla ennen käyttöönottoa.

11 POHDINTA

Opinnäytetyön aiheeksi valittu sidontapisteiden testauspenkin suunnittelu oli laaja. Heti opinnäytetyön alkuvaiheilla aihealuetta rajattiinkin vain rakenteen suunnittelemiseen, koska penkintäysin valmiiksi saattamiseen ei olisi aika riittänyt. Opinnäytetyön aiheen rajaaminen kuitenkin tuntui järkevältä, koska rakennesuunnittelu ja hydrauliiikan suunnittelu ovat omia aihealueitaan. Opinnäytetyön olisi voinut saattaa valmiiksi asti kahdella opinnäytetyöllä, jossa toinen olisi käsitellyt rakenteen suunnittelun ja toinen hydrauliiikan osion. Hydrauliiikan puuttuminen hankaloittaa opinnäytetyön käyttämistä apuna riskien arvioinnissa ja käyttöohjeen laadinnassa. Hydrauliiikan tulisi olla suunniteltu, jotta penkistä pystyttäisiin tekemään kattavat riskien arvioinnit ja käyttöohjeet, jonka jälkeen testauspenkki voisi vastata konedirektiivin vaatimia ehtoja. Testauspenkin täysin valmiiksi suunnitelluun ja kaikkien vaadittavien dokumenttien laatimiseen aika ei olisi millään riittänyt. Testauspenkin rakenteen suunnittelu vei paljon enemmän aikaa, kuin itse alussa ajatteli. Myös opinnäytetyön koko ja työmäärä oli hankala käsittää aluksi. Tästä syystä aluksi luuli, että koko testauspenkin suunnitelmat saisi täysin valmiiksi opinnäytetyöhön. Työmäärä realisoituikin alkuvaiheessa ja aihealuetta rajattiinkin suppeammaksi.

Testipenkin rakenteen muodon suunnittelu vei odotettua enemmän aikaa, koska tämänkaltaisia testipenkkejä ei löytynyt markkinoilta, joista olisi saanut ideoita omiin suunnitelmiin. Rakenne on suunniteltu itse ja rakenteessa voi olla tulevaisuudessa parantamisen tarpeita, tämä kuitenkin tulee esille vasta kun penkin ensimmäinen versio valmistetaan ja sitä aletaan testaamaan. Penkin muoto tuli suunnitella sidontapisteitä koskevan standardin SFS-EN 12640:2019 vaatimusten mukaisesti, joka toi omat haasteensa penkin koon ja muodon suunnittelussa. Penkin muodosta ja rakenteesta tuli kuitenkin omasta mielestä hyvä ja uskon sen toimivan testien teossa.

Penkin rakenne muodostui sidontapiste standardin vaatimien ominaisuuksien pohjalta, joka teki rakenteesta hieman hankalan mitoittaa käsin laskennan avulla. Penkin mahdollisuus kulman säätämiseen osoittautui laskennan kannalta haasteelliseksi, joten käsin laskennalla suoritettiin vain alustava mitoitus. Laskennassa oli joitain haasteita, koska kokonaisia rakenteita ei ollut koulussa aikaisemmin laskettu. Laskennan soveltaminen oli hieman haasteellista ja opinnäytetyön tekeminen opetti paljon statiikan ja rakenteiden laskennasta, kun käsitellään kokonaisia rakenteita.

FEM-analyysin tekeminen oli rakenteelle mielenkiintoista. FEM-ohjelmasta Ansys:stä koulussa oli opeteltu enemmän perus ohjelman käyttöön liittyviä taitoja ja itse rakenteiden analysointia, analysoinninkulkua ja siinä käytettäviä työkaluja vähemmän ajan puutteen takia. Analyysin tekemiseen sai opinnäytetyön ohjaajalta tarvittavan opastuksen analyysien teosta ja niiden tulosten analysoimisesta. FEM-analyysin olisi voinut varmasti tehdä vielä todenmukaisemmaksikin, jos kokemusta olisi enemmän lujuuslaskennasta ja ohjelman käytöstä, jolloin reunaehdot saisi vielä paremmin todellisuutta vastaamaan. Uskon että FEM-analyysin oli kuitenkin tehty tarvittavalla tarkkuudella ja tulokset ovat lähellä vastaamaan todellista kuormitustilannetta.

Opinnäytetyöstä asettaja hyötyy saadessaan ensimmäisen prototyyppi version testauspenkin rakenteesta, jota voi jatkossa kehittää tarpeiden mukaan. Sidontapisteiden testaukseen saadaan apuväline, jolloin sovellettuja välineitä ei tarvitse käyttää.

Opinnäytetyön tekeminen opetti paljon, mitä suunnittelijan työt vaativat. Työ myös kasvatti tietämystä, kuinka paljon asioita vaikuttaa- ja pitää ottaa huomioon koneenrakentamisessa. Opinnäytetyö opetti, millainen vastuu on koneenvalmistajalla, ja mitä vaatimuksia koneen pitää täyttää. Opinnäytetyön projektinhallinta onnistui hyvin ja aikataulut pitivät hyvin paikkaansa, koska projektin laajuutta rajattiin hyvissä ajoin. Opinnäytetyössä pääsi käyttämään koulussa opittuja taitoja. Opinnäytetyötä tehdessä huomasin, että koulusta valmistuminen ei tarkoita, että kaikki insinööriltä vaadittavat asiat olisi jo hallussa. Jatkuva oppiminen on osa työelämää.

12 LÄHTEET

- 2006/42/EY Liite I 1.1.2. (ei pvm). Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2006/42/EY.
- 2006/42/EY Liite I. (ei pvm). Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2006/42/EY Liite I.
- Airila, M.;Ekman, K.;Hautala, P.;Seppo, K.;Kleimola, M.;Martikka, H.;. . . Söderström, W. (1997). *Koneenosien suunnittelu*. Porvoo: WSOY.
- Ansys. (ei pvm). *Structural design*. Haettu 14. 3. 2024 osoitteesta Ansys: <https://courses.ansys.com/index.php/courses/structural-simulation/>
- Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2006/42/EY artikla 2. (2006). 2006/42/EY artikla 2,.
- Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2006/42/EY artikla 4. (17. 5. 2006). 2006/42/EY artikla 4.
- European commission. (ei pvm). *Eurocode 3: Design of steel structures*. Haettu 2. 3. 2024 osoitteesta European commission: <https://eurocodes.jrc.ec.europa.eu/EN-Eurocodes/eurocode-3-design-steel-structures>
- Fraser, I. (2010). Konedirektiivin 2006/42/EY soveltamisopas.
- Piako. (ei pvm). *Historia*. Haettu 25. 1. 2024 osoitteesta Piako Oy: <https://www.piako.fi/me-olemme-piako/historia/>
- Sciencedirect. (2018). *Modal Analysis 2.2.2 FEM: Dynamic Analysis*. Haettu 8. 3. 2024 osoitteesta sciencedirect: <https://www.sciencedirect.com/topics/physics-and-astronomy/modal-analysis>
- SFS EN 1993-1-1. (2005). *Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt*. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto ry.
- SFS EN 1993-1-8. (2005). *Liitosten mitoitus*. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto ry.
- SFS-EN 12640. (2019). *Intermodaaliset lastiyksiköt ja hyötyajoneuvot. Kuormansidontapisteet. Vähimmäisvaatimukset ja testaus*. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto ry.
- SFS-EN ISO 12100:2019. (2011). *Koneturvallisuus. Yleiset suunnitteluperiaatteet, riskin arviointi ja riskin pienentäminen*. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto ry.
- SFS-EN ISO 5817:2023. (2023). *Hitsaus. Teräksen, nikkelin, titaanin ja niiden seosten sulahitsaus. Hitsiluokat*. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto ry.
- Simscale. (7. 12. 2023). *What Is FEA | Finite Element Analysis?* Haettu 28. 3. 2024 osoitteesta Simscale: <https://www.simscale.com/docs/simwiki/fea-finite-element-analysis/what-is-fea-finite-element-analysis/>
- Teräsrakenneyhdistys. (2020). *Teräsrakenteiden suunnittelu ja mitoitus Eurocode 3 -oppikirja*. Helsinki: Teräsrakenneyhdistys ry.
- TMT. Malinen. (ei pvm). *Kuva*. Haettu 20. 2. 2024 osoitteesta TMT. Malinen: <https://www.tmt.fi/sidontalenkki-u-80-rst-pult.html>
- Traficom, Liikenne- ja viestintävirasto. (1. 4. 2024). TRAFICOM/149639/03.04.03.00/2019.

Tukes. (ei pvm). *CE-merkintä*. Haettu 10. 3. 2024 osoitteesta Tukes: <https://tukes.fi/tuotteet-ja-palvelut/ce-merkinta>

Tukes. (ei pvm). *Koneet*. Haettu 4. 2. 2024 osoitteesta Tukes: <https://tukes.fi/tuotteet-ja-palvelut/koneet>

Valtanen, E. (2022). *Tekniikan taulokkirja*. Mikkeli: Genesis-Kirjat Oy.

Vertex. (ei pvm). *Fea laskennan teoriaa*. Haettu 14. 3. 2024 osoitteesta Vertex: <https://kbfi.vertex.fi/bd/fea-laskennan-teoriaa>

LIITE 1: MALLINNUS JA FEM-ANALYYSIN TULOKSET

Tämän liitteen sisältämä yrityskohtainen luottamuksellinen aineisto on jätetty pois opinnäytetyön julkisesta versiosta.

LIITE 2: VAPAAKAPPALEKUVAT

Tämän liitteen sisältämä yrityskohtainen luottamuksellinen aineisto on jätetty pois opinnäytetyön julkisesta versiosta.

LIITE 3: HYDRAULISYLINTERIN JA RAKENNEOSIEN MITOITUSLASKELMAT

Tämän liitteen sisältämä yrityskohtainen luottamuksellinen aineisto on jätetty pois opinnäytetyön julkisesta versiosta.