



Nostimien testauslaitteiston kehitys

Valtteri Virtanen

OPINNÄYTETYÖ
Toukokuu 2022

Konetekniikan tutkinto-ohjelma
Tuotekehitys

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Konetekniikan tutkinto-ohjelma
Tuotekehitys

VIRTANEN, VALTTERI:
Nostimien testauslaitteiston kehitys

Opinnäytetyö 47 sivua, joista liitteitä 8 sivua
Toukokuu 2022

Nostimet kehittyvät kovaa vauhtia ja ne ovat tärkeä osa teollisuutta. Niiden käyttö helpottaa tuotantoa merkittävästi. Opinnäytetyö liittyy teollisuudessa käytettäviin kevyisiin nostimiin. Opinnäytetyössä tehtiin nostimien testauslaitteiston eri osaluokkien suunnittelua konecranesille. Konecranesilla oli tarve uudelle testauslaitteistolle tuotannon parantamisen vuoksi. Uutta testilaitteistoa suunniteltiin niin, että suunnittelu pohjautui sen edelliseen versioon. Uudessa testilaitteistossa tavoitteena oli pystyä koeajamaan kahden eri nostinsarjan nostimia, kun edellisessä testilaitteistossa koeajettiin vain yhden sarjan nostimia. Uuteen testilaitteistoon suunniteltiin myös parannuksia ja korjattiin edellisen laitteiston puutteita. Tämä loi suunnittelutyöhön haasteita, koska työssä tuli paljon mekaanisia muutoksia voimien ja mittojen muuttuessa.

Opinnäytetyössä käsiteltiin vain muutamaa osaa testilaitteiston mekaniikkasuunnittelusta, jotta kokonaisuus ei ollut liian suuri. Suunniteltavana oli esimerkiksi uusia kiinnikkeitä, runkorakenteita ja muuta. Kehitysmenetelminä käytettiin mekaniikkasuunnittelun tärkeimpiä työkaluja kuten tiedonhakua, laskentaa, mallintamista ja laskentamallien tekoa.

Suunnittelussa päästiin hyvin asetettuihin tavoitteisiin komponenteissa, jotka kuuluivat työn alueeseen. Komponentit saatiin onnistuneesti toteutettua niin, että edellisen version virheet korjattiin ja uusi laitteisto kestävä uusien tehokkaampien nostimien voimat. Kaikki halutut nostimet saadaan nyt kiinnitettyä tukevasti uuteen laitteistoon.

Saadut lopputulokset olivat erittäin hyviä. Testauslaitteiston kehitys jatkuu vielä ja kyseiset nostinsarjat kehittyvät ja laajenevat samalla, joten mahdollisesti testauslaitteistoon voitaisi sovittaa jatkossa muitakin nostimia, joiden voimat eivät ylitä laitteiston kestävyyttä.

Asiasanat: suunnittelu, tuotekehitys, testilaitteisto, mallintaminen

ABSTRACT

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

VALTTERI VIRTANEN:
Developing Hoist Testing Device

Bachelor's thesis 47 pages, appendices 8 pages
May 2022

The purpose of this thesis was to develop a new hoist testing device for Konecranes. There was a need for a new device that could perform a test drive for two different kinds of hoist series products. The previous testing device could only manage hoists of one series. These new requirements for the new device created several mechanical transformations of the structure. The structure and different components had to be redesigned because of the changing requirements for measures and strengths of the structure. This thesis only includes a part of the whole testing device development process.

This thesis was compiled using the theory of designing, 3D modelling, and strength calculation found in various reliable sources. The most important tools used in the process were 3D modelling programs such as Siemens NX and Solidworks. In addition, mathcad prime was the program used for calculations.

All the parts of the testing device included in this study were designed successfully. These parts are now designed in a way that the testing device can manage two different types of hoist series' products. There were also some flaws in the first testing device that were corrected successfully and are now used in the newer version. Designing itself went well and all the objectives were achieved.

Key words: design, product development, testing device, modelling

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	5
2	LÄHTÖKOHDAT	6
	2.1 Konecranes yrityksenä	6
	2.2 Nostimet	6
	2.2.1 Nostimista yleisesti	6
	2.2.2 Työhön liittyvät nostimet	7
3	TESTAUSLAITTEISTO	8
	3.1 Testauslaitteiston osat	8
	3.2 Laitteiston toiminta	9
	3.3 Tavoitteet uudelle testilaitteistolle	10
4	MEKANIKKASUUNNITTELUN TEORIAA	12
	4.1 Mekaanisen rakenteen suunnittelun pääpiirteitä	12
	4.2 Lujuuslaskennan lähtökohdat	12
	4.3 Materiaalinvalinta	13
	4.4 Elementtimenetelmä	14
5	KELKKOJEN SUUNNITTELU	16
	5.1 Kiinnityskonsolit	16
	5.1.1 Jännitysten tarkastelu	21
	5.1.2 Pohjalevyt	25
	5.1.3 Momenttituet	27
6	VASTATELARAKENTEEN SUUNNITTELU	28
	6.1 Vastatela	28
	6.2 Vastatelan runko ja lujuustarkastelu	31
7	POHDINTA	38
	LÄHTEET	39
	LIITTEET	40
	Liite 1. Laskut QC-nostimen voimilla	40
	Liite 2. Laskut R10-nostimen voimilla	44

1 JOHDANTO

Konecranes toimii maailman johtavana nostinlaitevalmistajana ja nostimilla onkin erittäin tärkeä rooli kaikenlaisessa teollisuudessa. Nostimilla saadaan tehostettua ja tehtyä turvallisemmaksi tuotantoa nostimien kyvyllä liikutella helposti ja tehokkaasti suuriakin kuormia isolla alueella. Nostimet on testattava kokoonpanolinjastolla ennen tuotteen viimeistelyä. Nostimen testaaminen on tärkeää turvallisuuden kannalta ja sillä pyritään saamaan jo varhaisessa vaiheessa selville laitteen toimivuus ja mahdolliset sivuäänet. Sitä varten kokoonpanolinjastolta on löydettävä testauslaitteisto, jossa nostimella ajetaan tietynlaiset koeajot läpi samalla tarkkaillen laitteen toimivuutta.

Konecranesilla oli Hämeenlinnan tehtaalla tarve uudistaa yhtä testauslaitteistoa, jolla koeajettiin yhden nostinsarjan tuotteita. Tarkoituksena oli suunnitella uusi testauslaitteisto, jossa pystytään koeajamaan kahden eri nostinsarjan tuotteita. Myös edellisessä testauslaitteistossa havaitut puutteet oli korjattava seuraavaan versioon. Testauslaitteistoon lisättävät toisen nostinsarjan nostimet toivat mukanaan pakollisia mekaanisia muutoksia sopiakseen laitteistossa käytettäviksi. Nostimet ovat tehokkaampia ja rakenteeltaan erilaisia, joten uudet kiinnitysratkaisut ja rakenteen kestäminen suurempien voimien alla olivat pääosassa opinnäytetyötä.

Opinnäytetyössä suunnitellaan testilaitteistoon uutta runkoa, tela, kiinnikkeitä ja lineaarijohteilla liikkuvia kelkkarakenteita. Suunnittelussa muokataan aiemman testauslaitteiston komponentteja ja luodaan kokonaan uusia. Komponenteista tehdään valmiit 3D-mallit ja niille tehdään lujuustarkastelua. Opinnäytetyö sisältää kuitenkin vain osan testauslaitteiston suunnittelusta, joten piirustukset eivät kuulu työn kokonaisuuteen, vaan ne tehdään testauslaitteiston suunnittelun valmistuttua kokonaan.

2 LÄHTÖKOHDAT

2.1 Konecranes yrityksenä

Konecranes on suomalainen yritys, joka sai alkunsa vuonna 1910 Kone nimisenä yrityksenä. Konecranes irtaantui Koneesta täysin itsenäiseksi yritykseksi 1990-luvulla, jolloin myös toimialat jakautuivat yritysten kesken tarkemmin. Konecranesin toimialaan kuuluu kaikkien erilaisten nostoratkaisujen kehittäminen, valmistaminen ja huolto. Tuotteina on kaikkea piennostimista satamanostureihin ja konttilukkeihin asti.

Konecranesin tyypillisimpiä asiakkaita ovat satamat, telakat, terminaalit ja yleisesti teollisuuden yritykset. Konecranes onkin maailman johtava yritys nostinlaitteiden valmistuksessa ja on entisestään vahvistanut asemiaan markkinoilla liittämällä itseensä entisiä kilpailevia yrityksiä. Maailmanlaajuisesti Konecranesilla työskentelee noin 17 000 työntekijää 50 maassa (Konecranes Oy, n.d.)

Tämä opinnäytetyö on tehty Konecranesin Hämeenlinnan tehtaalle. Hämeenlinnan tehtaalla on vuonna 2022 noin 250 työntekijää ja tuotanto keskittyy teollisuuden parissa käytettävien nostimien puolelle. Hämeenlinnasta löytyy myös vaihdetehdas, jossa valmistetaan voimansiirto näihin nostimiin. Kehitettävän testilaitteen kannalta oleellisia Hämeenlinnassa valmistettavia nostimia ovat pienet Q-sarjan nostimet eli QA, QB ja QC sekä R-sarjan nostimet R10DG, R10S, R5DG, R5S ja R3. (Konecranes Oy, 2021)

2.2 Nostimet

2.2.1 Nostimista yleisesti

Köysinostimet kuuluvat siltanostureihin, joita käytetään monenlaisissa ympäristöissä. Useimmiten niitä käytetään esimerkiksi tehdashalleissa. Siltanosturit liikkuvat katonrajaa pitkin sinne asennettujen siltarakenteiden avulla. Katonrajassa

olevissa palkeissa on kiskot, joita pitkin itse nostin pääsee vapaasti liikkumaan. Nykyään nostimiin saa myös halutessaan älykkäitä toimintoja, kuten maaliinajo-toiminnon, heilunnan eston ja paljon muuta. Nostin voi olla käsivoimin liikuteltava tai sähköisesti ohjaimesta ohjattava versio. Nostimella saadaan liikuteltua erittäin raskaitakin kuormia helposti isolla alueella, mikä tehostaa ja nopeuttaa tuotantoa merkittävästi.

Siltanostureissa itse nostinyksikkö koostuu moottorista, vaihteesta, kytkimestä, telasta ja rungosta, johon tämä paketti kiinnitetään. Tämän alkukokoonpanon jäl-keen tuote köysitetään eli telalle kiinnitetään ja ajetaan tuotteeseen kuuluva köysi. Tässä vaiheessa nostin koeajetaan testauslaitteistossa, jonka jälkeen siihen vasta liitetään nostimen omat sähkölaitteet. Tämä kokonaisuus kiinnitetään myö- hemmin siltarakenteisiin.

2.2.2 Työhön liittyvät nostimet

Kehitettävässä testauslaitteistossa koeajetaan Q- ja R-sarjan nostimia. Nostimia saa lukuisilla eri moottori- ja vaihdevaihtoehdoilla. Myös telojen pituudet vaihte-levat nostimissa paljon. Esimerkiksi QC-nostimen telojen pituus voi vaihdella noin 300–2000 mm välillä ja erikoispitkiä teloja saattaa myös ilmetä (Konecranes Oy 2017).

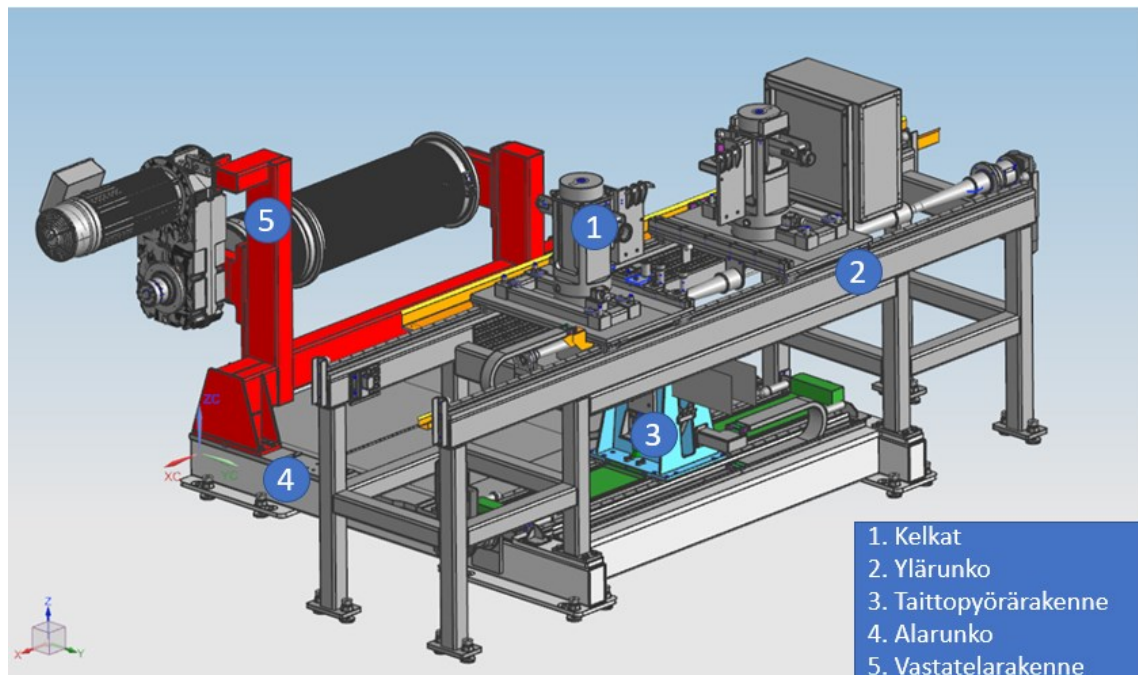
Q-sarjan nostimia on pienimmästä QA-nostimesta suurimpaan QE-nostimeen saakka. Suurimmillaan Q-sarjan nostimilla voidaan nostaa 80 tonnin kuormia. Työssä käsiteltävässä testauslaitteistossa koeajetaan kuitenkin vain QA-, QB- ja QC-nostimia, joilla yhden köyden suurin nimelliskuorma jää 3125 kilogrammaan. Q-sarjan nostimissa on käytössä teräsköysi. (Konecranes Oy 2017.)

R-sarjassa nostimia on viisi erilaista, jotka ovat R3, R5S, R5DG, R10S ja R10DG. S-merkintä tarkoittaa nostimen rungossa olevaa yksittäistä tukipalkkia, kun taas DG-merkintä tarkoittaa tukipalkkien määrän olevan kaksi. R-sarjan nostimia on saatavilla synteettisellä ja teräsköydellä. R-sarjan nostimilla suurin köysikuorma on 2500 kg. (Konecranes Oy 2022.)

3 TESTAUSLAITTEISTO

3.1 Testauslaitteiston osat

Testauslaitteisto (Kuva 1) voidaan kokonaisuutena jakaa viiteen eri osaan, jotka ovat kelkat, ylärunko, taivutpyörärakenne, alarunko ja vastatelarakenne. Jokainen osa-alue vaatii muutoksia täyttääkseen uuden testauslaitteiston vaatimukset.



KUVA 1. Testilaitteisto (Paakkunainen 2018)

Kelkat ovat ylärungon päällä lineaarijohteilla liikkuvia rakenteita, joihin nostin kiinnitetään koeajon ajaksi. Molemmissa päissä nostinta on yksi kelkka, jossa on revolverimaisesti toimiva pyörivä torni, jonka eri seinustoilla on jokaiselle eri R-sarjan nostimelle tarkoitettu kiinnityskonsoli. Revolvereista pyöritetään oikeat kiinnityskonsolit valmiiksi vastakkain nostimen kiinnitystä varten. Koeajon aikana kelkat liikkuvat lineaarijohteilla, jotta köysilinja pysyy suorassa.

Ylärunko on pitkä teräsputkista valmistettu rakenne, jonka päälle on asennettu lineaarijohteet. Ylärunko kannattelee kelkkoja ja nostinta sekä ottaa vastaan nostimen koeajosta syntyvät voimat, joten sen on oltava vankkarakenteinen. Ylärungon jalat ovat reunoilta lattiaan kiinnitetty ja keskeltä alarungossa kiinni.

Taittopyörärakenne liikkuu myös lineaarijohteilla alarungon päällä suoraan nostimen alapuolella. Se myötäilee nostimen liikettä, jotta köysi pysyy suorassa koko koeajon ajan. Taittopyörärakenteeseen kuuluu kaasujousi, joka absorboi nykäykset köydessä koeajon aikana ja tekee liikkeestä näin sulavampaa.

Alarunco toimii testauslaitteiston pohjana ja kannattelee muuta rakennetta ja yhdistää laitteiston lattiaan kiinni. Se koostuu teräsputkirakenteista ja teräslevyistä.

Vastatelarakenne koostuu vastatelasta, moottorista, vaihteistosta ja näitä kaikkia kannattelevasta rungosta. Nostimen köysi kulkee taittopyörän kautta vastatelalle, johon se on kiinnitetty. Moottorilla ja vaihteistolla ajetaan vastatela nostinta vasten. Näin luodaan haluttu kuormitus nostimelle.

3.2 Laitteiston toiminta

Opinnäytetyö käsittelee testilaitteistoa, jolla varmistetaan alkukokoonpanon jälkeen nostimien oikeanlainen toiminta ennen tuotteen lopullista kokoonpanoa ja toimitusta. Testilaitteistossa suoritetaan koeajo, jossa nostinta kuormitetaan sen oikeaa käyttötilannetta vastaavalla tavalla. Nostinta ajetaan ohjelman avulla edestakaisin nostimen nimelliskuormalla ja ylikuormalla samalla tarkkaillen yleistä toimintaa, parametrejä ja mahdollisia sivuääniä. Testauslaitteistoa operoi yksi koeajaja.

Tämä testilaitteisto toimii sillä periaatteella, että nostin tuodaan testipaikalle ja kiinnitetään päistä oikeanlaisilla kiinnityskonsoleilla paikalleen. Laitteistossa simuloidaan kuormaa nostimelle ajamalla toista telaa vastakkain nostimen telan kanssa. Ohjelmoinnin avulla vastatela on säädetty antamaan aina haluttu vastus

nostimelle. Nostimen köysi kulkee kaasujousitetun taittopyörän kautta, mikä tekee koeajosta sulavampaa ja turvallisempaa jousen absorboidessa ylimääräiset nykäykset.

3.3 Tavoitteet uudelle testilaitteistolle

Ensimmäisessä testilaitteistossa koeajettiin vain R-sarjan nostimia, kun taas uudessa testilaitteistossa tulisi pystyä näiden lisäksi koeajamaan myös Q-sarjan nostimia. Tämä tarkoittaa, että erilaisten sovitettavien nostinten määrä nousee reilusti. Q-sarjan nostimien tulon myötä myös kuormat kasvavat. Nämä seikat pakottavat testilaitteen suunnitteluun paljon mekaanisia muutoksia. Testilaitteisto tulee suurenemaan ja vankistumaan, jotta se kestää suuremmat kuormat ja kaikki nostimet saadaan sovitettua samalle testialustalle.

Suunnittelujärjestys oli ajateltava loogisesti. Alussa määrittävänä tekijänä oli kelkat ja niihin liittyvät komponentit kaikki nostimet oli saatava sopimaan kelkkoihin. Kelkoissa olevat kiinnikkeet nostimille oli saatava myös riittävän kestäviksi ja sopiviksi nostimille. Vastatela vaati myös tietyn määrän köysiuria nostimille, joten se oli yksi lähtökohdat määrittävistä tekijöistä. Vastatelan pituus taas määrittä vastatelan rungon koon, mikä oli loogisesti seuraavana suunnitteluvuorossa. Opin näytetyön aihe rajattiin tähän, ettei siitä tullut liian laaja. Suunnittelu siis eteni alussa se periaate edellä, että kaikkien nostimien tulee sopia laitteistoon ja kun näin tapahtuu, voidaan muu laitteisto suunnitella sen ympärille.

Kelkoissa ongelmana oli, ettei Q-sarjan nostimet mahtuneet alkuperäisiin kelkkoihin moottorin ottaessa kiinni torneihin. Kelkkojen suurentamisen seurauksena kiinnikkeet olivat liian lyhyet R-sarjan nostimille, sillä niiden pätylevyjä vasten tulevien momenttitukien sijainti ei osunut kohdalleen ja momenttituet olivat väärän kokoisia. Kiinnityskonsoleita pidentäessä niihin kohdistui taas suurempaa taivutusta.

Vastatela pyörittää ja siten testattavalle nostimelle vastusta antaa siihen kiinnitetty moottori ja vaihteisto. Vastatelalta vaaditaan uudessa testilaitteistossa, että

se pystyy tuottamaan noin 4000 kg suuruisen vastuksen testattavalle laitteistolle. Aiemmassa testilaitteistossa vaatimus oli 3500 kg eli oli selvitettävä, käyvätkö sama moottori ja vaihteisto myös uuteen laitteistoon. Vastatelarakenteessa muutoksia pakotti myös uusien köysiurien lisääminen, joka suurensi telaa ja sen myötä koko runkoa.

Testilaitteiston ensimmäisessä versiossa oli myös ilmennyt käytön myötä muutamia virheitä suunnittelussa, jotka oli korjattava uudempaan versioon. R10-nostimia koeajettaessa tuotteen köysi hankasi taittopyörän rakenteisiin, mikä kulutti köyttä ja pahimmassa tapauksessa heikensi sitä pysyvästi. R10-nostimien kiinnikkeissä käytettävät lukitustapit eivät mahtuneet täysin paikoilleen.

4 MEKANIKKASUUNNITTELUN TEORIAA

4.1 Mekaanisen rakenteen suunnittelun pääpiirteitä

Mekaniikan rakenteen muotoiluun liittyy monia tekijöitä, joilla suunnittelua ohjataan oikeaan suuntaan. Suunnittelun perimmäisinä pääsääntöinä voidaan pitää tavoitteita siitä, että rakenteen tekninen toiminto toteutuu ja se voidaan toteuttaa taloudellisesti kannattavalla tavalla. Rakenteen tulee näiden lisäksi olla myös turvallinen sekä ympäristölle että ihmisille. (Pahl & Beitz 1990, 184–185.)

Materiaalin valintaa ja rakenteen suunnittelua varten on tunnettava rakenteeseen kohdistuvan kuormituksen laatu, suuruus, toistuvuus ja kesto. Tietojen avulla voidaan selvittää rakenteen elinkaarta. Muita huomioitavia tekijöitä voivat olla esimerkiksi korroosio ja muu kuluma. (Pahl & Beitz 1990, 184–185.)

4.2 Lujuuslaskennan lähtökohdat

Lujuusopissa laskelmilla pyritään ennakoimaan rakenteen mekaanista käyttäytymistä tietyn kuormitustilanteen vaikuttaessa. Keskeinen käsite laskentamalleilla operoitaessa on, että laskelmat kohdistuvat rakennetta kuvaavaan abstraktiseen malliin, ei todelliseen rakenteeseen. (Ranta 2014, 17.)

Kuormitustyyppejä on erilaisia ja ne voivat vaihdella staattisesta kuormituksesta dynaamiseen kuormitukseen. Staattisessa kuormituksessa kuormitus on täysin vakio. Usein staattisen kuormituksen laskentatapaa voidaan soveltaa rakenteeseen, vaikka kuormitus ei olisi aivan täysin staattista. Dynaaminen kuormitus tarkoittaa kuormituksen jatkuvaa vaihtelua, mikä rasittaa rakenteita enemmän ja vaatii erilaisen lähestymistavan lujuustarkasteluun. (Ranta 2014, 20.) Testauslaitteistossa iso osa rakenteista joutuu dynaamisen kuormituksen alaiseksi, mikä lisää vaatimuksia lujuudelle. Ranta (2014) toteaa, että dynaamisten kuorman alaisten rakenteiden suunnittelu on yksi haastavimmista suunnittelun osa-alueista. Liian pitkälle käyttöiälle mitoitettut rakenteet voivat käydä kalliiksi, kun taas

vajaiksi mitoitettut voivat olla turvallisuusriski ja heikentää käytettävyyttä. (Ranta 2014, 27.) Tällaisessa suunnittelussa on oltava erittäin tarkkana hyvän lopputuloksen saavuttamiseksi.

4.3 Materiaalinvalinta

Rakenteiden väsyminen ja pintojen kuluminen ovat suurimmat syyt tuotteiden vaurioille. Useimmiten vauriot johtuvat heikosta suunnittelusta materiaalivian sijaan. Materiaalinvalintaan vaikuttaa lukuisat eri tekijät. Materiaalinvalintaa ei voi erottaa rakenteen muotoilusta, toiminnoista tai valmistettavuudesta, vaan tekijät vaikuttavat toisiinsa ja osa-alueiden kesken on tehtävä kompromisseja. Usein koneellisuudessa materiaalien osuus valmistuskustannuksista on yli 50 %. (Kleimola 2014, 73–74.)

Metallit ovat oleellinen osa tätä opinnäytetyötä. Metallit on yksi konstruktiomateriaalien kuudesta pääryhmästä. Metalleja voidaan lujittaa seostuksella, lämpökäsittelyllä tai muokkauksella. Lujittamisessa materiaalin sitkeys yleensä laskee mutta metalleilla se pysyy yleensä melko hyvänä. Sitkeys saa aikaan materiaalin myötämisen ennen lopullista murtumista. Metallien sitkeydestä johtuen niille tyyppillistä on väsyminen toistuvan kuormituksen alla. (Kleimola 2014, 75.)

Opinnäytetyön kannalta tärkeä materiaali on teräs ja vielä tarkemmin rakenneteräs S355. Tässä rakenneteräksessä päätunnuksen kertoo s-kirjain, joka viittaa siihen, että kyseessä on rakenneteräs. Numerot tunnuksen perässä kertovat teräksen myötölujuuden, jossa yksikkönä käytetään N/mm². Rakenneteräkset ovat niukkaseosteisia tai täysin seostamattomia. Rakenneteräksiä käytetään yleisesti rakennuksissa ja muussa infrastruktuurissa sekä koneiden osissa ja rungoissa. Lujien rakenneterästen hinta on suhteessa edullisempi heikompiin rakenneteräsiin. Rakenneteräksissä myötölujuus laskee hieman ainevahvuuden noustessa 100 mm paksuuteen. Myös erittäin kylmässä noin -40 °C pakkasessa tai kuumassa 200 °C lämpötiloissa lujuusominaisuudet heikkenevät. (Kleimola 2014, 93–94.)

4.4 Elementtimenetelmä

FEM (finite element method) -laskentaa eli elementtimenetelmää käytetään nykyään lukuisilla insinöörialoilla erilaisissa tuotanto ja suunnittelu tehtävissä. Käyttökohteet ovat laajat ja ulottuvat auto- ja avaruusteollisuudesta sähkötekniikkaan ja lääketeollisuuteen. (Reddy 2019, 1.1.) FEM-laskennassa käytetään keskiviiva-, keskipinta- ja tilavuusmalleja. Jokaisella on oma käyttökohteensa. Keskiviiva- ja keskipintamallit ovat monesti laskentavaiheessa vähemmän raskaita laskea ja vievät vähemmän tietokoneen laskentatehoa. Esimerkiksi mallinnettaessa putkirakennetta on helppo käyttää keskiviivamenetelmää. Mallintamalla vain putkirakenteiden keskiviivat saadaan hahmoteltua haluttu putkirakenne. Pintamallit toimivat samalla periaatteella eli niissä mallinnetun pinnan ympärille muodostetaan laskentavaiheessa haluttu pinnanpaksuus haluttuun suuntaan. Tilavuusmallit ovat nimensä mukaisesti kiinteitä täynnä materiaalia olevia kappaleita. (Martikainen 2022, 8–9.)

FEM-mallin verkotuksessa eli elementtiverkon luomisessa on otettava huomioon, että verkko on riittävän säännöllinen. Riittävän tarkkoihin tuloksiin tarvitaan myös verkon oikeanlaista tiheyttä eri alueilla. Suurimpien kuormitusten alueella verkon tulisi olla tiheämpää tarkemman analyysin saavuttamiseksi. Verkko saa olla väljempi rakenteen alueilla joihin jännitykset eivät kohdistu, koska se nopeuttaa laskentaa. Laskenta on hyvä suorittaa eri kokoisilla elementeillä ja tarkkailla syntyykö tuloksissa suuria eroja. Jos tietyllä alueella ilmenee jännityksissä vaihtelua, on syytä tehdä tarkempi elementtiverkko kyseiseen kohtaan. Elementtejä on myös lukuisia eri mallisia vaihtoehtoja, jotka kukin sopivat erilaisiin rakenteisiin. Nämä jaetaan 1-D, 2-D ja 3-D elementteihin. Niiden käyttöä on arvioitava tarkasti eri kohteisiin sen mukaan, halutaanko kappaleessa tarkastella vain yhden suuntaisia jännityksiä vai monia erisuuntaisia jännityksiä. (Norton 2011, 513–516.)

Reunaehdot ovat tärkeä määrittää FEM-laskennassa. Reunaehdoilla pyritään luomaan mallin käyttäytymisestä mahdollisimman realistinen. Kaikilla solmukohtilla on tietyt vapaudet liikkua eri suuntiin. Näitä voidaan esimerkiksi lukita paikoilleen x-, y- tai z-suunnassa ja niiden kiertymistä voidaan rajata. Liian vähäinen

määrä reunaehtoja aiheuttaa mallin laskennassa epäonnistumisen, koska se ei ole riittävän tarkasti määritelty. Sama lopputulos voi syntyä liiallisella määrittämisellä, jolloin malli ei kykene havainnollistamaan realistisia tuloksia. (Norton 2011, 520—521.)

Voimien määrittämisessä laskentamalliin tulee olla tarkkana. Voiman suunta, suuruus ja yksiköt on asetettava huolellisesti, koska pienellä pilkkuvirheelläkin saadaan jo aivan vääriä tuloksia aikaan. Laskennan tuloksia on hyvä verrata esimerkiksi käsin laskemalla saatuihin tuloksiin ja varmistua näin niiden luotettavuudesta. (Norton 2011, 530.)

FEM-mallien laskennasta saadaan graafisia ja numeerisia tuloksia. Laskennasta saadaan tietoa esimerkiksi rakenteen siirtymistä ja jännityksistä. Näitä tuloksia on analysoitava tarkasti ja tehtävä päätelmät, onko laskenta onnistunut vai tarvitaanko vielä muutoksia laskennan suorittamiseen. (Martikainen 2022, 10–12.) Yleisiä suunnittelussa käytettäviä FEM-ohjelmia on esimerkiksi MSC, NX, Ansys ja Abaqus (Piersol & Paez 2019, 23.1).

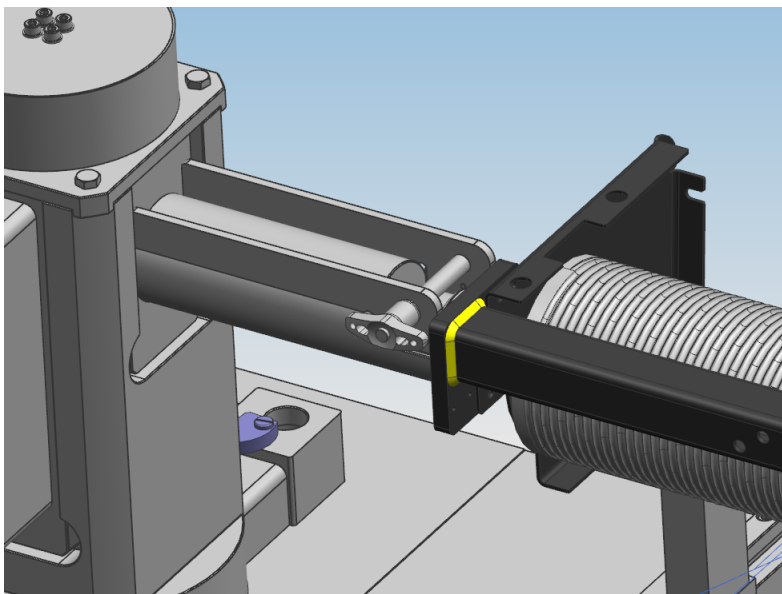
5 KELKKOJEN SUUNNITTELU

5.1 Kiinnityskonsolit

Kiinnityskonsoleita on viidelle eri R-sarjan nostimelle. Osa kiinnityskonsoleista sopii useammalle eri nostimelle. Kiinnityskonsoli tarvitaan molemmille puolille nostinta sen kiinnittämiseksi. Kiinnityskonsoleita on yhteensä kuusi, joista kaksi ovat toistensa peilikuvia keskenään. Kiinnikkeet oli suunniteltava uudelleen.

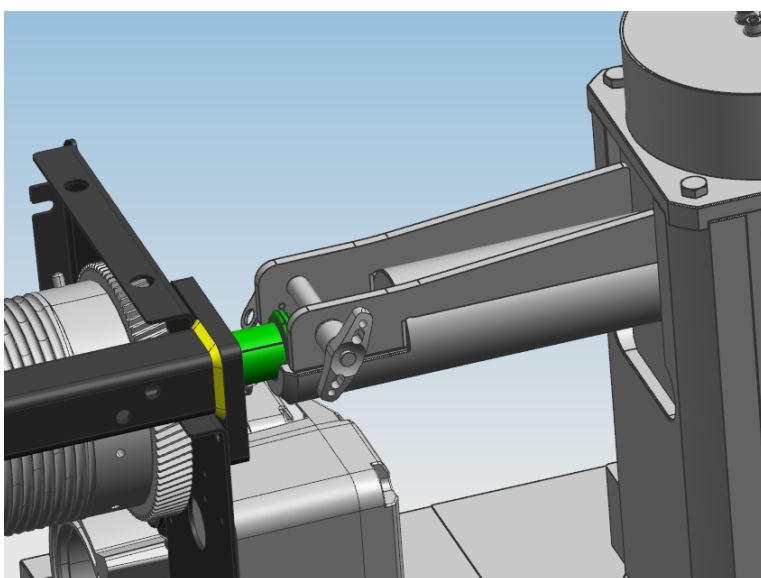
Kiinnityskonsoleissa ja kaikissa muissakin työssä suunnitelluissa rakenteissa materiaaliksi valittiin teoriassa käsitelty rakenneteräs S355 sen soveltuessa parhaiten juuri koneen osien valmistukseen. Luvussa 4.3 käsiteltiin rakenneteräksen lujuutta erilaisissa toimintaympäristöissä ja teollisuushalli sopii rakenneteräksen toimivuuden kannalta hyvin sille. Muotoilu pidettiin myös mahdollisimman yksinkertaisena ja selkeänä helpomman valmistettavuuden kannalta. Turvallisuuden kannalta on tärkeää, että konsolit kestävät, sillä laitteiston voimat ovat suuria. Siksi kestävyteen kiinnitettiin erityistä huomiota.

Kuvan 2 kiinnityskonsoli on kiinni vasemmanpuoleisen kelkan tornissa. Kiinnityskonsolia käytetään R3- ja R5S-nostimissa. Kelkkojen pohjalevyjen suurentamisesta johtuen konsolia täytyi pidentää 150 mm, mikä aiheuttaa suuremman taivutusvastuksen kiinnikkeeseen. Ulokkeen ja päätylaipan väliset hitsisaumat ovat tärkeässä osassa rakenteen kestävyttä, koska voimat pyrkivät taivuttamaan uloketta irti päätylaipasta.



KUVA 2. R3-nostin kiinnitettynä

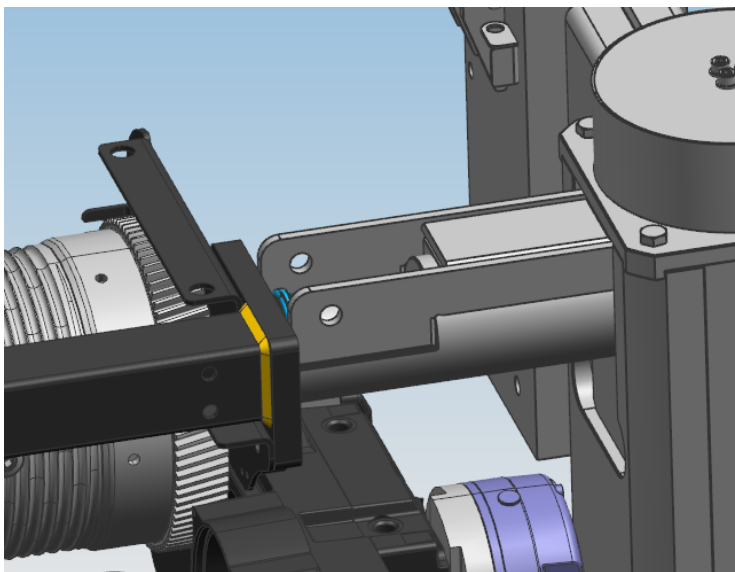
Kuvan 3 kiinnityskonsoli on kiinni oikeanpuoleisen kelkan tornissa ja se toimii ai-noastaan R3-nostimen kiinnitykseen. Myös tätä kiinnityskonsolia oli pidennettävä 150 mm ja sivulevyjen muotoilua hieman muutettava.



KUVA 3. R3-nostin kiinnitettynä toiselta puolelta

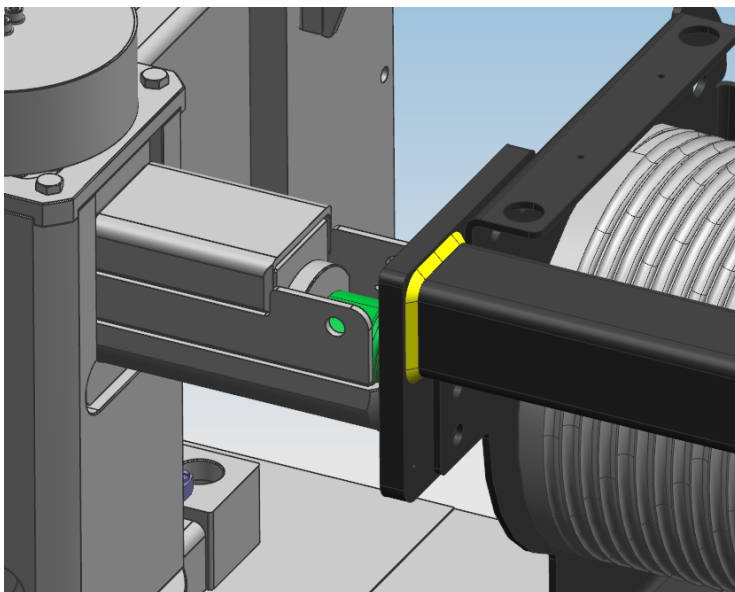
Alla näkyvä kiinnityskonsoli (kuva 4) on oikeanpuoleisessa kelmassa ja sitä käytetään R5S ja R10S nostimien kiinnitykseen. R10S nostimessa on jo niin isot kuormat, että tätä kiinnityskonsolia pidennettiin vain 100 mm, jotta taivutusvastus

saadaan pidettyä tarpeeksi matalana. Nostimen moottorin ja tornin väliin jää kuitenkin näin riittävästi tilaa. Vanhasta kiinnityskonsolista poiketen uudempaan versioon lisättiin tukilevy, joka kiinnittyy sivuilla oleviin levyihin sekä konsolin päätylaippaan hitsisaumoilla. Oli välttämätöntä saada ulokkeen ja päätylaipan hitsisaumasta pidempi, sillä pienemmät hitsaukset eivät riittäneet voimien ollessa suuret.



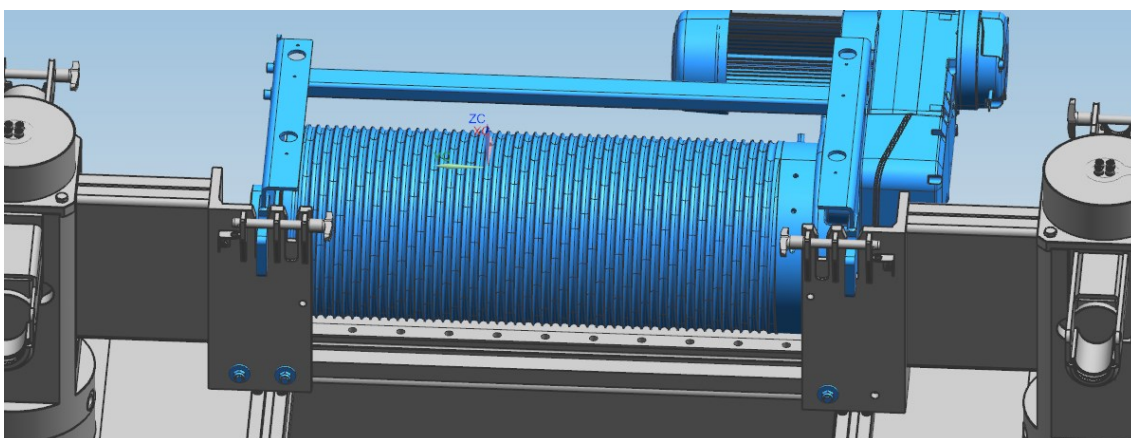
KUVA 4. R5S-nostimen oikea puoli

Kuvan 5 kiinnityskonsoli on tarkoitettu ainoastaan R10S nostimelle. Alkuperäisestä versiosta konsolia pidennettiin 100 mm, jotta tilaa on riittävästi ja taivutus pysyy silti maltillisena konsolissa. Konsolin sivuilla olevia levyjä muokattiin niin, että on mahdollista lisätä pokattu levy päälle. Näin saatiin merkittävästi lisää hitsisaumaa päätylaipan ja ulokeosan välille.



KUVA 5. R10S-nostimen vasen puoli

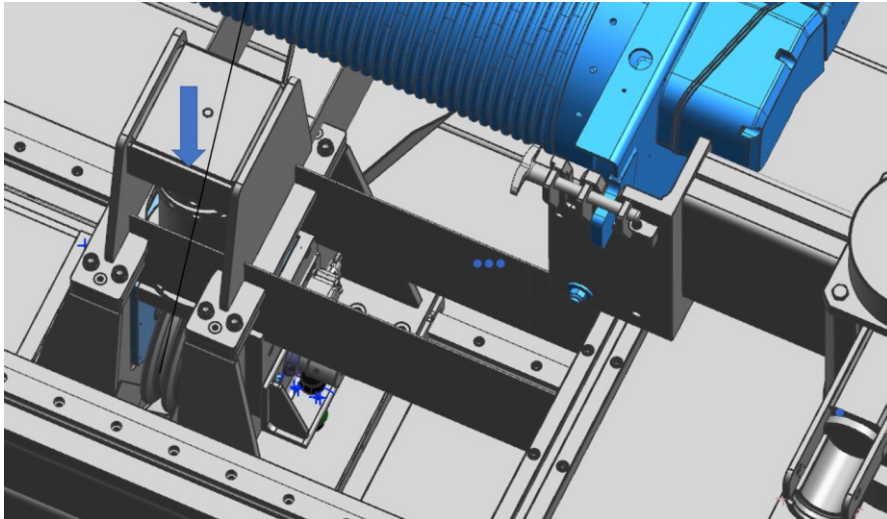
R5DG- ja R10DG-nostimille on samat kiinnityskonsolit molemmille puolille (kuva 6). Kiinnityskonsolit ovat toistensa peilikuvia. Näissä kiinnikkeissä oli myös hieman korjattavaa uuteen versioon.



KUVA 6. R10DG-nostin kiinnitettynä kelkkoihin

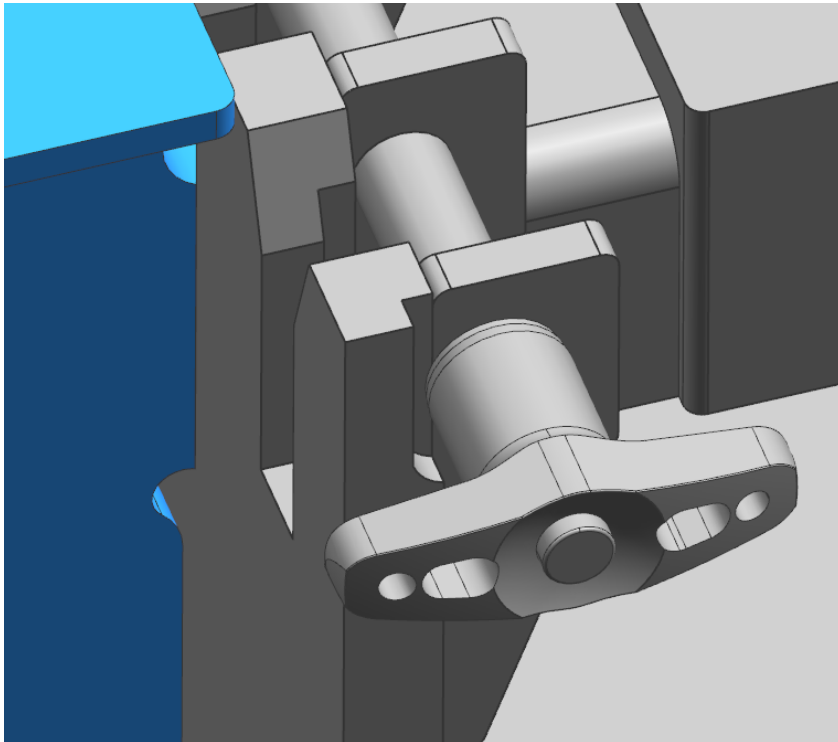
Kiinnikkeitä pidennettiin 150 mm alkuperäisistä riittävän tilan saavuttamiseksi. Kiinnikkeiden kulmarautaosa oli sijoitettu väärin ja toinen sen sivuista oli liian lyhyt muokkaukseen. Kulmaraudan sivua täytyi pidentää ja siirtää 30 mm verran, koska aiemmassa versiossa köysi hankasi nostimen telalta taittopyörälle mennessään sinisellä nuolella alla olevassa kuvassa 7 osoitettua reunaa aiheuttaen

köyteen kulumaa. Tekemällä kulmaraudan kiinnityskohta epäkeskeiseksi siirtämällä sitä 30 mm testilaitteen käyttäjää kohti saatiin reunan ja köyden välille sopivasti rakoja. Kulmaraudan sivua oli pidennettävä, jotta pienahitseille jää riittävästi tilaa kulmaraudan kiinnitykseen.



KUVA 7. Köyden hankauskohta

Näissä kiinnityskonsoleissa oli myös ongelmana, ettei lukitustappi mennyt pohjaan asti, koska se otti kannasta kiinni kulmaraudan pätyyn. Rakenteeseen oli mallinnettava pieni koneistettava kohta pätyyn, joka näkyy kuvan 8 keskellä. Näin tappi saatiin pohjaan asti ja lukittumaan kunnolla paikoilleen.



KUVA 8. Lukitustapille koneistettu lisätila

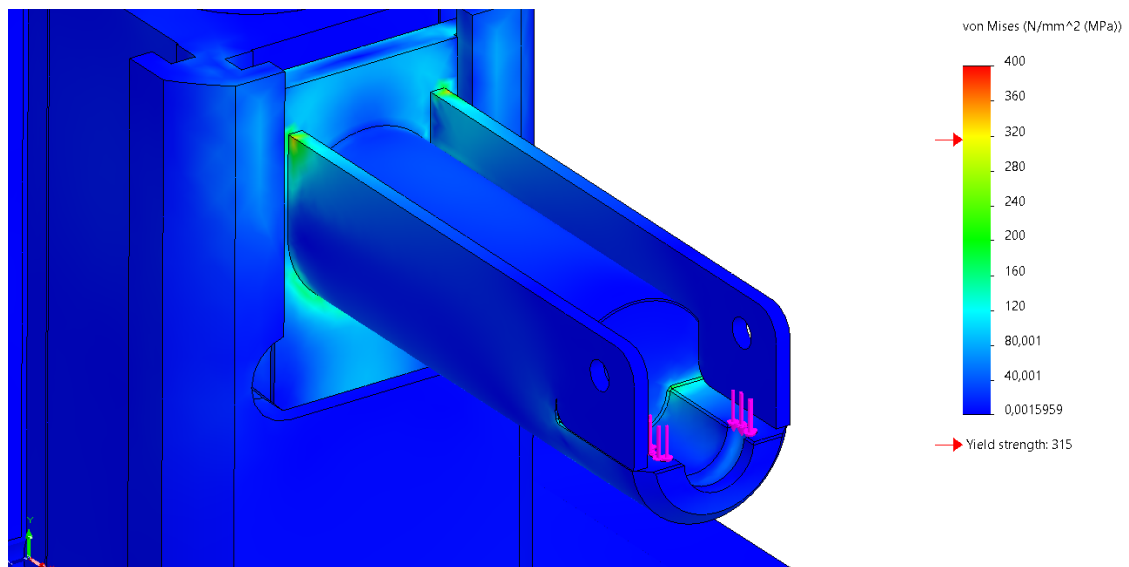
5.1.1 Jännitysten tarkastelu

Jännitystarkastelu tehtiin Solidworks ohjelmalla hyödyntämällä sen simulointiominaisuuksia. Uusista kiinnityskonsoleista tehtiin 3D-mallit niin, että koko konsoli oli yhtä kappaletta erillisten osien sijaan. Se vastaa tilannetta, jossa oikea kiinnityskonsoli on hitsattu valmiiksi. Jokainen konsoli liitettiin vuorollaan erikseen mallinnettuun revolveritorniin irrallisena oikealle paikalleen. Kokoonpano kiinnitettiin pohjalevyn kulmista, joista se on todellisuudessaakin kiinni lineaarijohteilla. Voimat asetettiin kiinnityskonsoleihin kohtiin, joissa nostimet ovat kiinnittyneinä koeajon aikana.

Tilavuusmalleja käytetään lujuustarkastelussa kohteisiin, joiden geometria ei salli yksinkertaistettuja malleja. Geometrialla on pystyttävä toteuttamaan tehokas elementtiverkko laskentaan. (Martikainen 2022, 9.) Kiinnityskonsolien laskenta toteutettiin tilavuusmalleilla niiden geometrian vuoksi. Rakenne on pieni ja yhtenäinen, joten se ei ole raskas laskea tilavuusmallinakaan. Niiden geometriaan

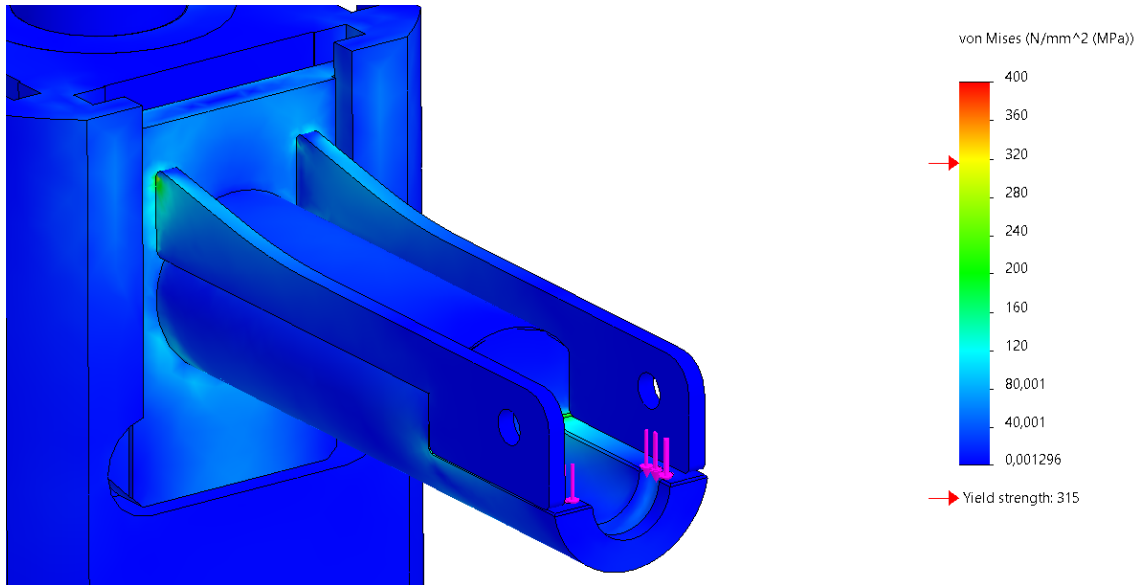
olisi ollut myös hankalaa sovittaa keskiviiva- tai keskipintamalleja. Elementtikokoina tarkastelussa käytettiin 15–20 mm elementtejä. Elementtikokoja pienennettiin 5 mm kokoisiksi paikoissa, joissa tarvittiin tarkempaa tarkastelua jännityksille, kuten kappaleessa 4.4 on ohjeistettu. Tällaisia kohtia olivat useimmissa konsoleissa päätylaipan ja akselin liitoskohdat, joihin kohdistuu paljon taivutusta.

R3 ja R5S nostimissa käytettävälle kiinnityskonsolille tehtiin lujuustarkastelu (kuva 9) asettamalla nostimen kiinnityskohtaan voimaksi 16 kN, koska se vastaa R5S nostimen suurinta tuottamaa kuormaa hieman ylöspäin pyöristettynä. Suurimmat jännitykset syntyivät laipan ja akselin sivulevyjen välisiin kiinnityskohtiin. Jännitykset pysyivät kuitenkin hyvin sallituissa rajoissa, eikä rakenteen vahvistamiselle ollut tarvetta.



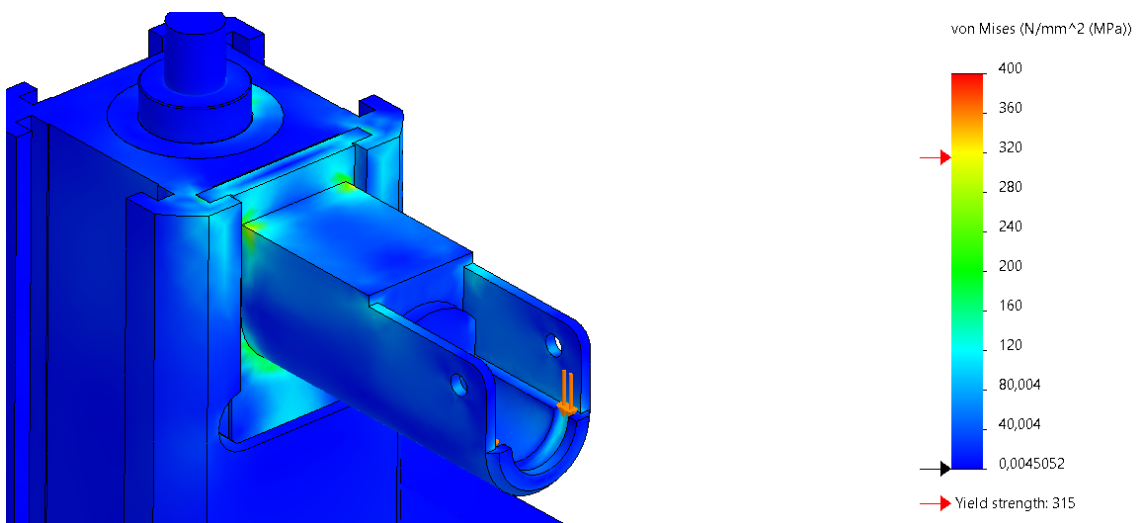
KUVA 9. R3- ja R5S-nostinten kiinnikkeen laskentamalli

Ainoastaan R3-nostimille suunniteltu kiinnityskonsoli tarkasteltiin 10 kN voimalla, mikä vastaa suurinta R3-nostimelle tehtävää ylikuormatestiä (kuva10). Jännitykset pysyivät pieninä voimien ollessa myös pienet, joten kiinnike oli riittävän tukeva.



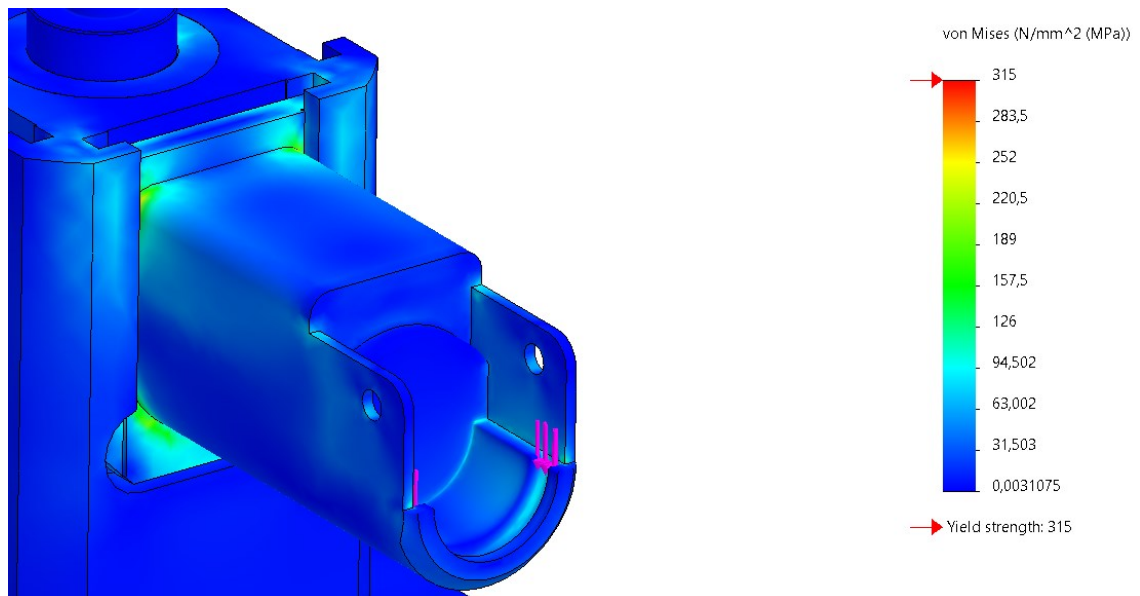
KUVA 10. R3-nostimen kiinnikkeen laskentamalli

R5S- ja R10S-nostimella käytettävää kiinnityskonsolia (kuva 11) tarkasteltiin R10S-nostimen voimilla, koska se on kiinnikkeelle rasittavampi. Lujuustarkastelussa käytettiin 30 kN voimaa ja pahimmissa jännityskohdissa käytettiin 5 mm elementtikokoa tarkempien tulosten saavuttamiseksi. Kiinnikkeen päälle hitsattava teräslevy jakaa hyvin voimia tasaisemmin ja vahvistaa rakennetta tarpeeksi, että R10S -nostimia voidaan koeajaa kiinnikkeellä.



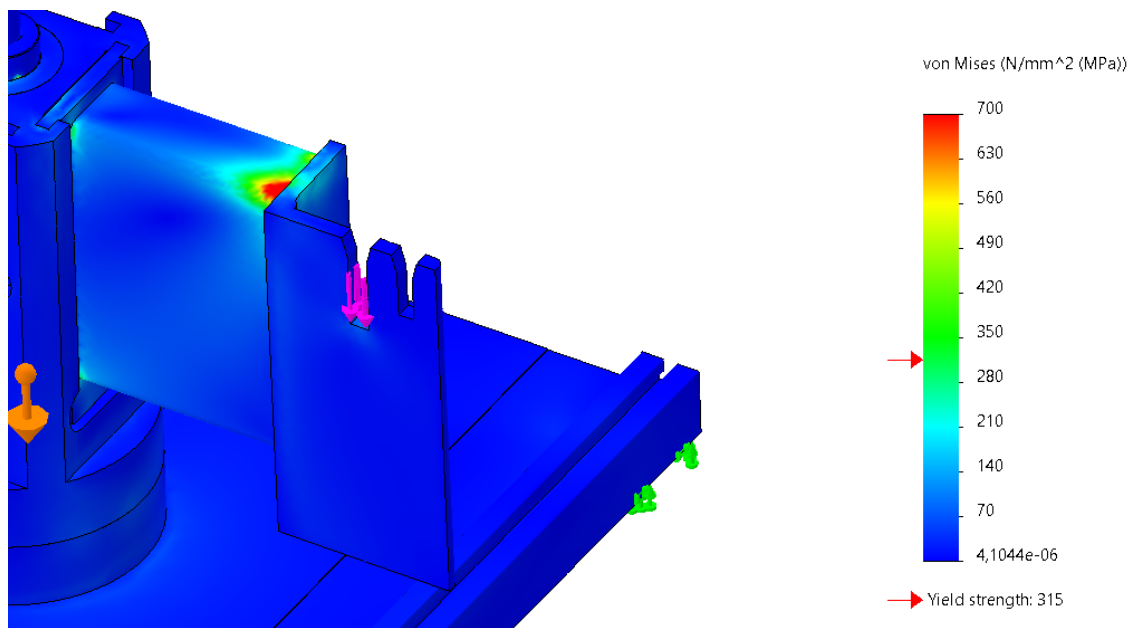
KUVA 11. R5S- ja R10S-nostimen kiinnikkeen laskentamalli

R10S-nostimen kiinnityskonsolia tarkasteltiin 30 kN voimalla (kuva 12). Jännitykset syntyivät taas suurimmillaan laipan ja akselin yhtymäkohtaan, mutta 90 asteen kulmilla pokattu levy toi hyvin tukea rakenteeseen ja jakoi jännityksiä tasaisemmin kiinnityskohdassa.



KUVA 12. R10S-nostimen kiinnikkeen laskentamalli

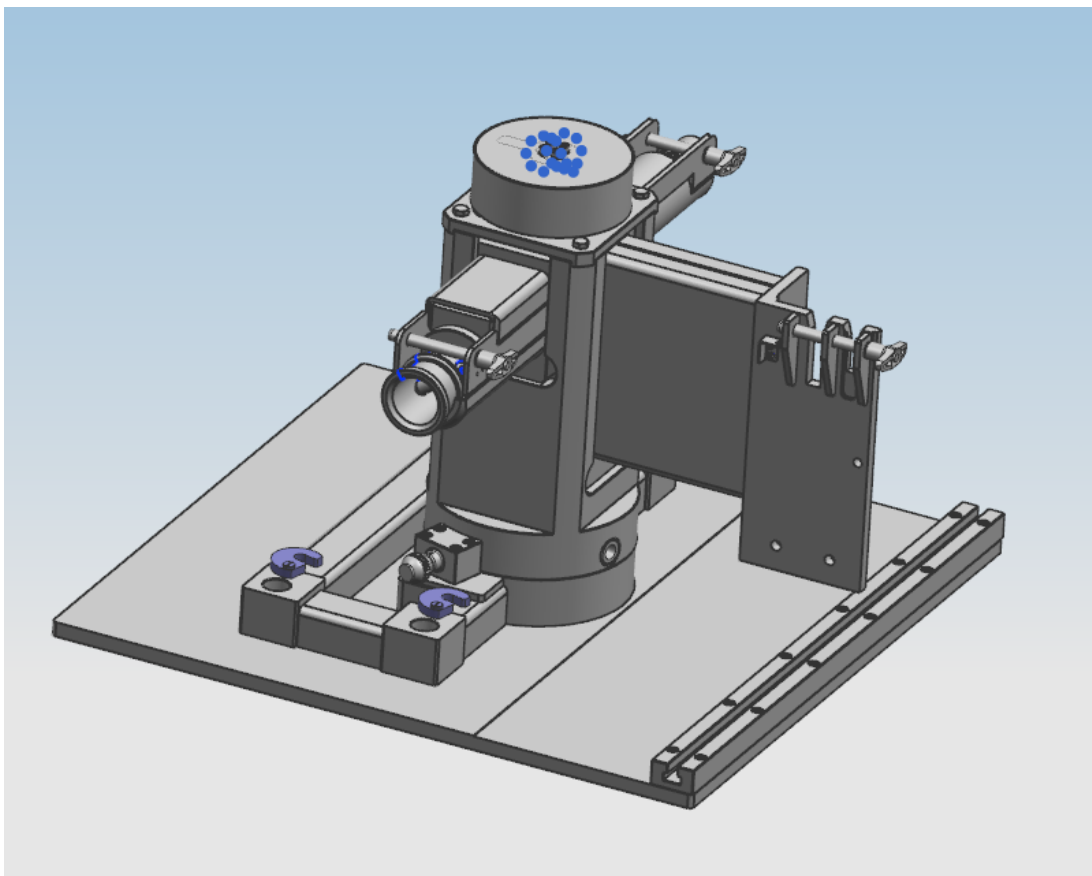
R5DG- ja R10DG-nostimien kiinnityskonsolin (kuva 13) lujuustarkastelussa käytettiin 30 kN voimaa, mikä vastaa suurinta näillä nostimilla käytettävää ylikuormaa koeajossa. Jännitykset ovat suurimmillaan kulmaraudan liitoskohdassa ja ylittävät paikoin jopa myötörajan laskentamallissa. Suuret jännitykset ovat kuitenkin hyvin paikallisia ja voidaan siis tulkita rakenteen olevan silti hyvin kestävä.



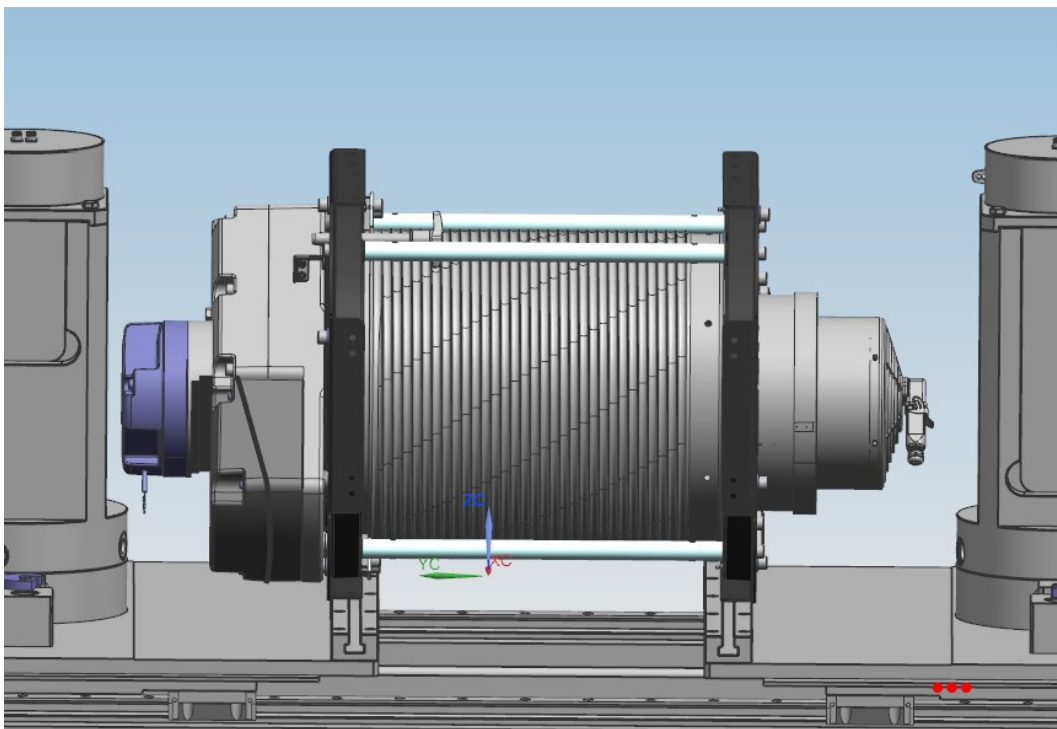
KUVA 13. R5DG- ja R10DG-nostimen kiinnikkeen laskentamalli

5.1.2 Pohjalevyt

Kelkkojen pohjalevyjä (kuva 14) täytyi muuttaa suuremmiksi, jotta Q-sarjan nostimet saatiin myös kiinnitettyä testauslaitteistoon. Q-sarjan nostimet tulevat pohjalevyjen päädyissä oleviin T-urisiin kiinni (kuva 15). Revolveritorni oli aiemmin liian lähellä T-uraa, jolloin Q-sarjan nostimet olisivat ottaneet siihen kiinni. T-uran ja tornin välimatkaa täytyi kasvattaa, jotta Q-nostimet mahtuivat kiinni kelkkoihin.



KUVA 14. Uudistettu pohjalevy kelkassa

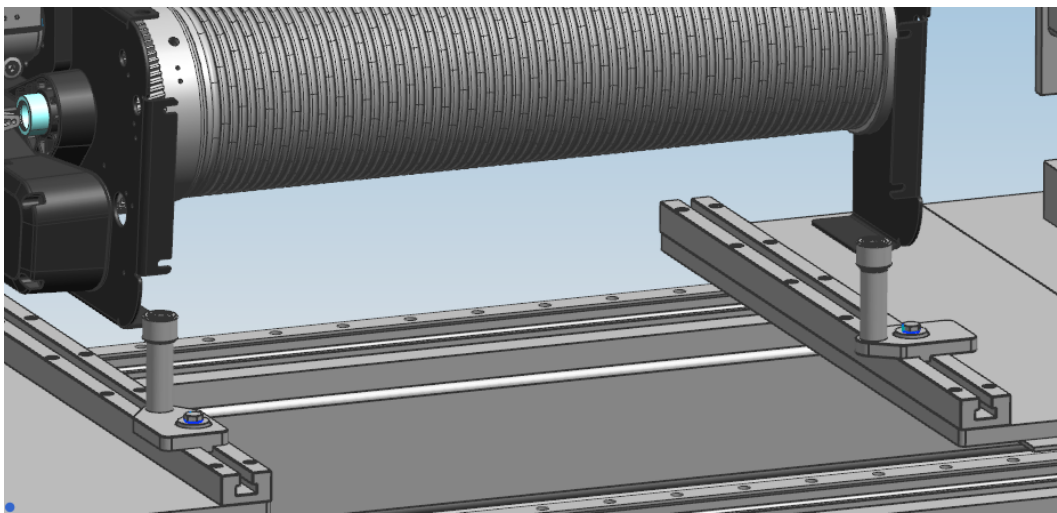


KUVA 15. QC-nostin kiinnitetynä

5.1.3 Momenttituet

Kolmelle R-sarjan nostimelle suunniteltiin omat momenttitukensa, koska nostimet kiinnitetään päistä. Kun voima kohdistuu alaspäin telan ulkokehältä koeajotilanteessa, se aiheuttaa momenttia kiinnityspisteiden suhteen. Tätä varten on kehitetty momenttituet pitämään nostimet paikallaan (kuva 16). Voimat eivät kuitenkaan ole suuria tässä suunnassa, joten momenttituet eivät ole erityisen vankkarakenteisia.

Aiemmassa testilaitteistossa momenttitukia oli vain nostinten toiselle puolelle, mutta se sai nostimen rungon hieman taipumaan koeajon aikana. Tästä syystä momenttituet on suunniteltu nostimille uuteen testilaitteistoon molemmille puolille. Momenttituet on suunniteltu koneistettavasta teräslevystä, joka kiinnitetään kelkan T-uraan. Levyyn on hitsattu pieni tanko kiinni, jonka päässä on kumisuoja kiinni.



KUVA 16. Momenttituet R5S-nostimelle

Momenttituet oli suunniteltava uudelleen tähän testauslaitteistoon, koska kiinnikkeiden mitat ovat muuttuneet paljon ja näin ollen nostimet ovat myös eri kohdassa T-uriiin nähden. Nostimiin on myös tullut uusia päivityksiä esimerkiksi päätylevyihin, johon momenttituet nojaavat.

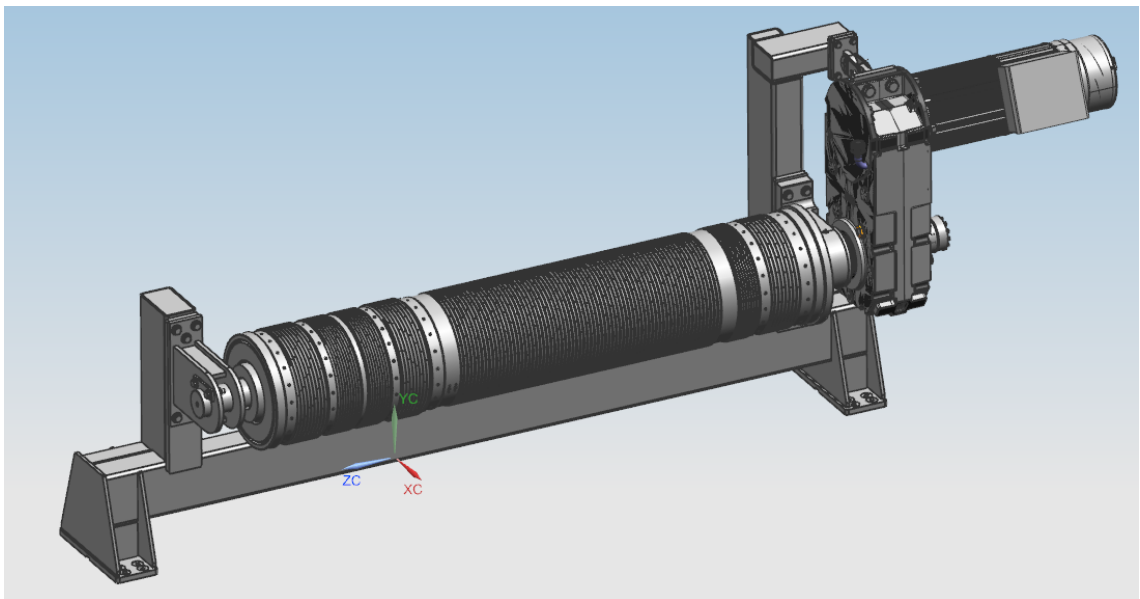
6 VASTATELARAKENTEEN SUUNNITTELU

6.1 Vastatela

Vastatelarakenteessa vaadittiin myös muutoksia ja lujuuksien tarkastelua. Q-nostimet vaativat omat köysiuransa vastatelalle, mikä saa aikaan vastatelan pidentymisen. Myös aikaisempaa isommat kuormat aiheuttavat rakenteisiin suurempia voimia, joten lujuustarkastelu oli tärkeää tehdä rungolle huolellisesti.

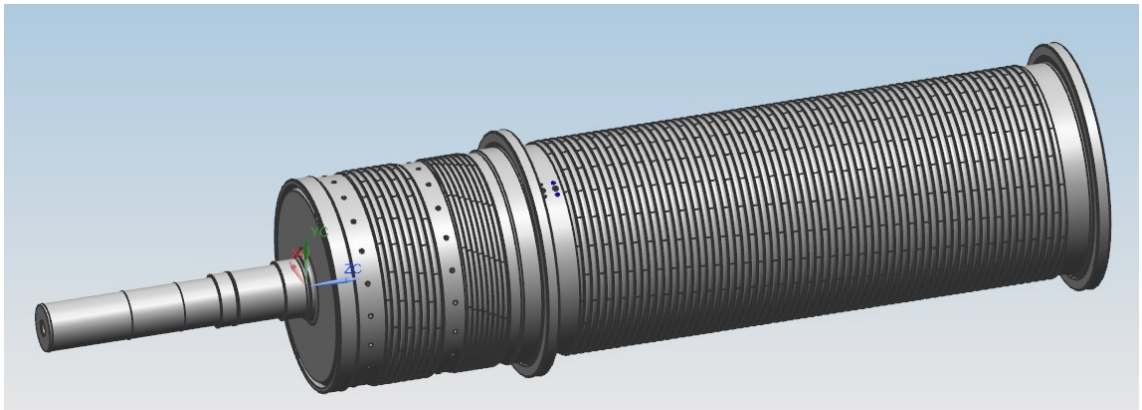
Moottorin ja vaihteiston sopivuus laitteistoon oli selvitettävä. Selvityksessä päätettiin siihen lopputulemaan, että kyseisellä moottorin ja vaihteiston yhdistelmällä saatiin uudelle vastatelalle noin 5000 kg suuruinen kuorma aiheutettua nostimelle (Puhakka 2022). Samassa moottorissa ja vaihteistossa voitiin siis pitäytyä myös uudessa testilaitteistossa.

Kuvassa 17 näkyy kokonaisuudessaan uusi vastatelarakenne, joka koostuu rungosta, telasta, vaihteistosta, moottorista, laakereista ja näitä kaikkia yhdistävistä kiinnikkeistä.



KUVA 17. Uusi vastatelarakenne

Vastatelaan tuli merkittävästi muutoksia, koska sitä jouduttiin suurentamaan todella paljon. Alkuperäisessä pelkkien R-nostimien telassa oli kolme köysiuraa (kuva 18). Yksi pitkä ura oli synteettiselle köydelle ja kaksi lyhyempää teräsköysille. Akseli yhdistyy kokoonpanossa vaihteistoon, joka moottorin avulla pyörittää vastatela. Vanhassa vastatelassa oli myös suunniteltu telan ympärille hitsattavat teräsrenkaat suojaamaan pitkää synteettisen köyden uraa lialta ja teräsköysistä irtoavalta rasvalta.

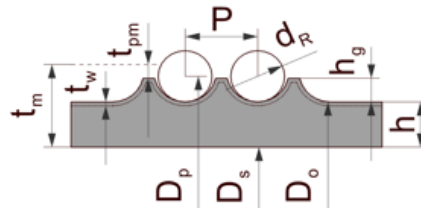
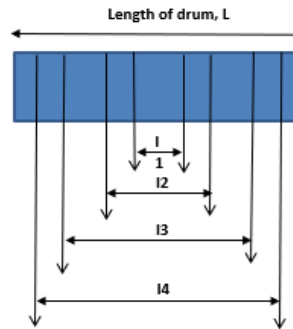
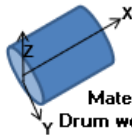


KUVA 18. Vanha vastatela

Vastatelan pituus ja massa kasvoivat huomattavasti, joten lujuustarkastelu oli välttämätöntä tehdä kestävyuden takaamiseksi. Uusi pidempi tela kuormittuu huomattavasti edeltävää telaa enemmän köysivoimien osuessa keskelle telaa aiheuttaen taivutusta. Vastatelalle tehtävä lujuustarkastelu tapahtui Konecranesin omalla Microsoft Excel pohjaisella laskentataulukolla, johon liitettiin telan mittatietoja, siihen kohdistuvia voimia ja muita arvoja (kuva 19). Taulukko antaa annettujen arvojen perusteella hyväksytyn tai hylätyn tuloksen.

STRESS CALCULATION OF ROPE DRUM

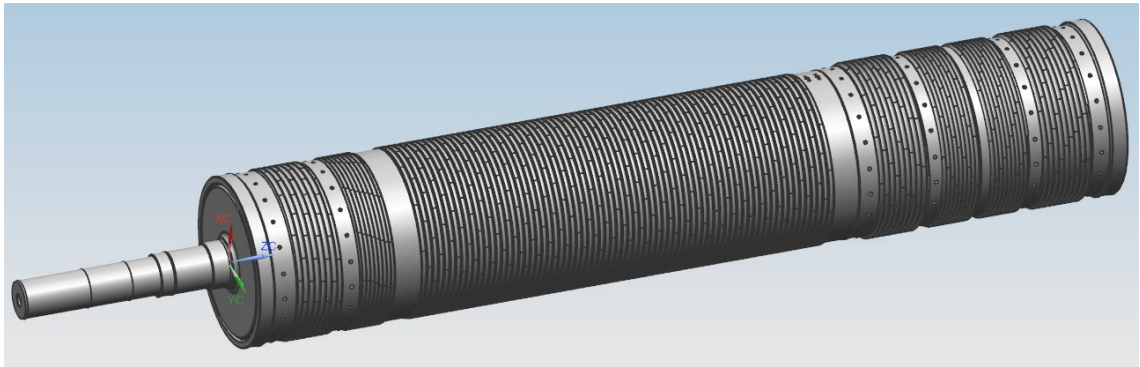
INITIAL VALUES FOR CALCULATION	
Number of ropes from drum	1
Rope force	39000 N
Length of drum (bearing distance), L	2554 mm
One rope in the middle	--
	--
	--
Rope diameter, d_R	8,5 mm
Drum pitch diameter, D_p	399 mm
Pitch of groove, P	14 mm
Depth of groove, h_g	3,5 mm
Material thickness of drum tube, t_m	22,8 mm
Drum weight (set to 0 if calculated), m	0 kg
Pre machining, t_w	4,4 mm
Allowance for wear, t_a	0,5 mm
Design standard	EN
Material of drum	S355
Yield strength	355 MPa
Classification for load cycles	S5
Classification of for drum revolutions	S10
D_r Drum without extension weld	
New drum thickness, h_1	14,9 mm
Abrased drum thickness, h_2	14,4 mm
Outer diameter of a new drum, D_{n1}	390,5 mm
Outer diameter of an abraded drum, D_{n2}	389,5 mm
Inner diameter, D_i	360,7 mm
Cross-section area of a new drum, A_1	17582 mm ²
Cross-section area of a abraded drum, A_2	16969 mm ²
Section modulus of a new drum, W_1	1,59E+06 mm ³
Section modulus of an abraded drum, W_2	1,53E+06 mm ³
Torsional modulus of a new drum, $(J_r)_1$	3,18E+06 mm ³
Torsional modulus of a abraded drum, $(J_r)_2$	3,07E+06 mm ³
Weight of a new drum tube, m_1	352,9 kg
Weight of an abraded drum tube, m_2	340,6 kg
Global bending moment, $M_{g,pp}$	24901500 Nmm
Global bending moment, M_{DL1}	1105363 Nmm
Global bending moment, M_{DL2}	1066849 Nmm



KUVA 19. Uuden vastatelan lujuustarkastelu

Telojen vastakkaisessa ajossa syntyy 39000 N voima vastatelalle. Vastatela kestää hyvin rasituksen kuvassa näkyvillä arvoilla. Tärkeimpänä tekijänä on seinämänpaksuus, joka on uudessa telassa 22,8 mm. Materiaalina vastatelassa on käytetty S355 terästä. Kuormituksen eri laaduista mainittiin luvussa 4.2. Laskenta huomioi kuormituksen olevan tässä tapauksessa dynaamista.

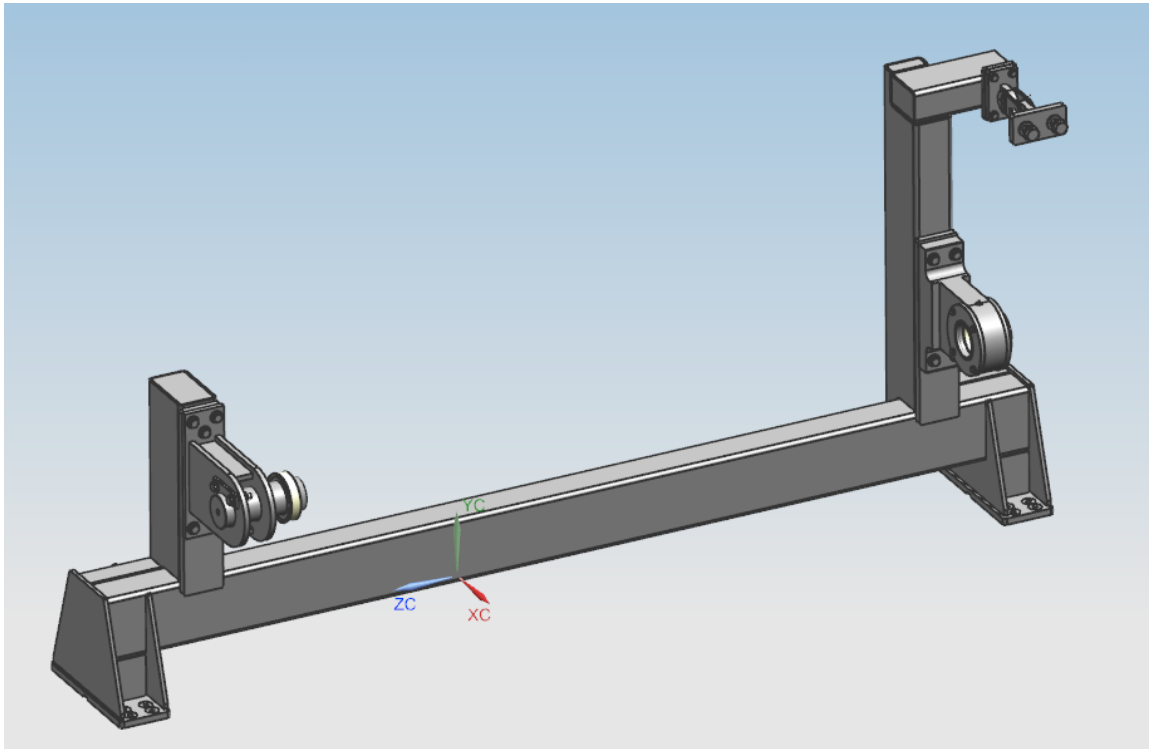
Uuteen vastatelaan lisättiin neljä köysiuraa Q-nostimille (kuva 20). Kaksi vasenkätistä köysiuraa ja kaksi oikeankätistä köysiuraa teräsköysille. Testilaitteistoa suunniteltaessa huomattiin, ettei teräsrenkaista ollut havaittu konkreettista hyötyä (Ovaskainen 2022). Telan ympärille hitsattavat teräsrenkaat poistettiin uudesta versiosta kokonaan, mikä mahdollisti myös köysiurien välien tiivistämisen ja telan pituuden vähentämisen.



KUVA 20. Uusi vastatela

6.2 Vastatelan runko ja lujuustarkastelu

Vastatelan pidentyessä myös rungosta tuli suunnitella suurempi, jotta vastatela sopii siihen (kuva 21). Runkoon tehtiin lujuustarkastelu hyödyntäen Mathcad ja Solidworks ohjelmia. Lujuustarkastelusta tehtiin kaksi versiota. Tarkastelut tehtiin suurimmalla Q-nostimen kuormalla ja suurimmalla R-nostimen kuormalla. Molemmat tehtiin erikseen, koska niiden köysiurat ovat eri puolilla telaa ja suurimmat rasitukset rungolle aiheutuvat nostimen köyden tullessa vastatelan yhteen päähän. Silloin rungon toinen pää ottaa vastaan lähes koko kuorman voimat.

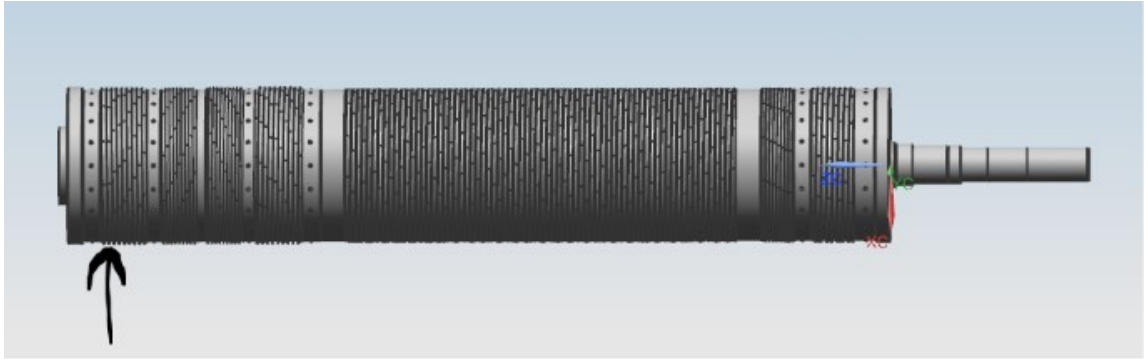


KUVA 21. Uusi vastatelan runko

Rakenteisiin kohdistuvien voimien kasvaessa suuremmiksi myös vastatelan rungolle oli tehtävä lujuustarkastelu. Ennen laskentamallin tekemistä selvitettiin tarkemmin koeajettavan nostimen köyden aiheuttamat voimat runkoon. Köyden tullessa vastatelalle se aiheuttaa vastatelan kiinnityspisteiden kautta momentin avulla voimia muualle rakenteisiin. Voimat täytyi laskea tarkasti rungon merkittävimpiin kohtiin. Laskuissa käytettiin Mathcad Prime 6 -ohjelmaa.

Lujuustarkastelut tehtiin kaksi eri tilannetta huomioiden. Rungon päädyt ovat erilaiset, joten molempien lujuus tuli huomioida erikseen. Pahimmat rasitukset aiheutuvat suurimmilla koeajettavilla nostimilla silloin, kun köysi tulee telalle toiseen sen päädyistä. Tässä tilanteessa lähes kaikki voimat kohdistuvat kerralla kyseiseen rungon päätyyn. Laskuissa käytettiin nostimen koko voimaa varmuuden vuoksi. Tässä kappaleessa esitellään vain laskujen tulokset.

Ensimmäinen tilanne kuvaa QC-nostimen aiheuttamia voimia. Kuvassa 22 on merkattu nuolella ura, johon köysi tulee nostimelta kyseisessä tilanteessa.



KUVA 22. Köyden sijainti QC-nostimella

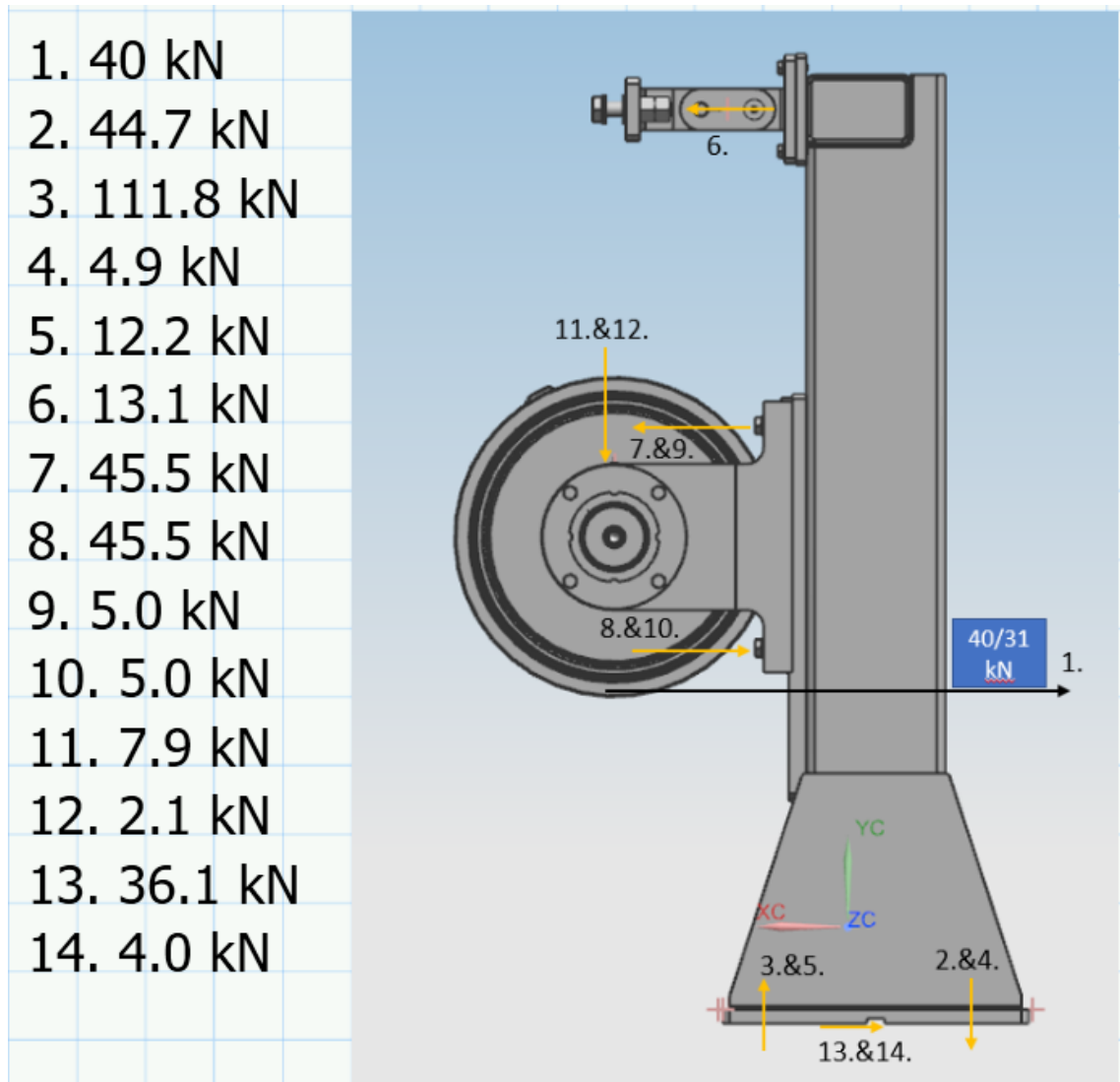
Uuden telan, moottorin ja vaihteen painosta rakenteelle aiheutuvat voimat laskettiin Mathcad laskentaohjelmalla selvittämällä tämän kokonaisuuden painopiste kaavalla

$$x_0 = \frac{m_1 * x_1 + m_2 * x_2 + m_3 * x_3}{m}, \quad (1)$$

jossa m tarkoittaa massaa ja x tarkoittaa massakeskipisteen etäisyyttä nollakohdasta. Jokainen kolmesta eri kappaleesta oli numeroitu laskussa. Sama lasku tehtiin myös y -suuntaisesti, mutta tällä ei ollut mitään vaikutusta lopputuloksiin. Laskentaohjelmalla saatiin myös köysivoiman avulla 13 muuta rakenteisiin kohdistuvaa voimaa hyödyntämällä paljon momenttilaskentaa (kuva 23). Tarkemmat laskut löytyvät liitteestä 1. Momentti M ratkaistiin kaavalla

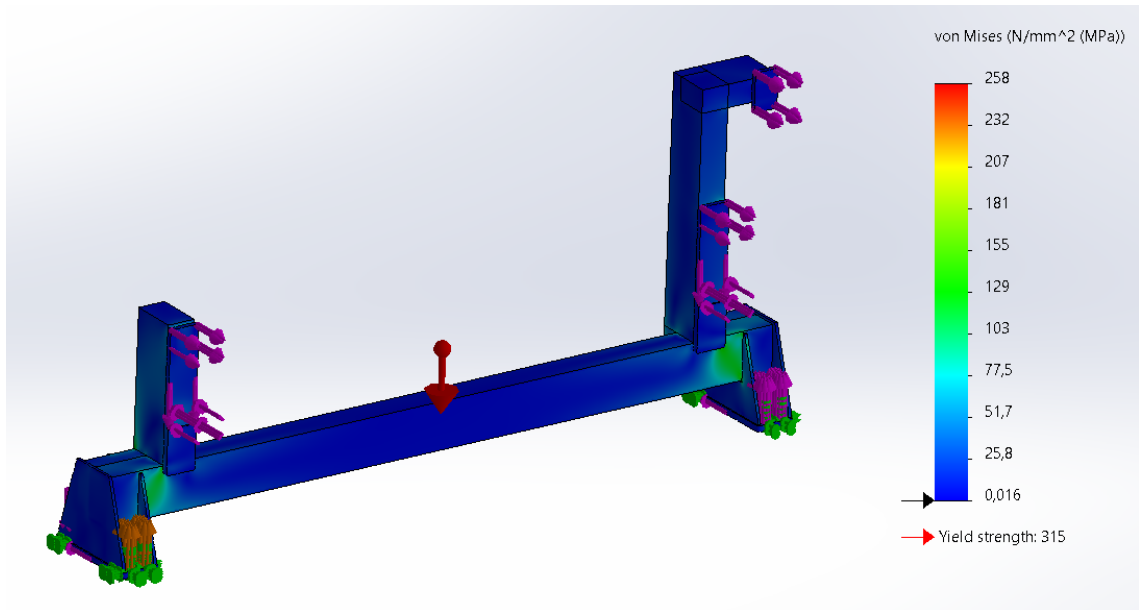
$$M = Fr, \quad (2)$$

jossa F on voima ja r on voiman vaikutuskohdan etäisyys akselilta. Laskennan tulokset näkyvät oheisessa kuvassa numeroituina ja merkittyinä malliin. Rungon mallissa näkyvät kaksinumeroiset kohdat luetaan niin, että ensimmäinen numero kertoo mallin näkyvän päädyn voimat ja toinen numero taakse jäävän päädyn voimat.



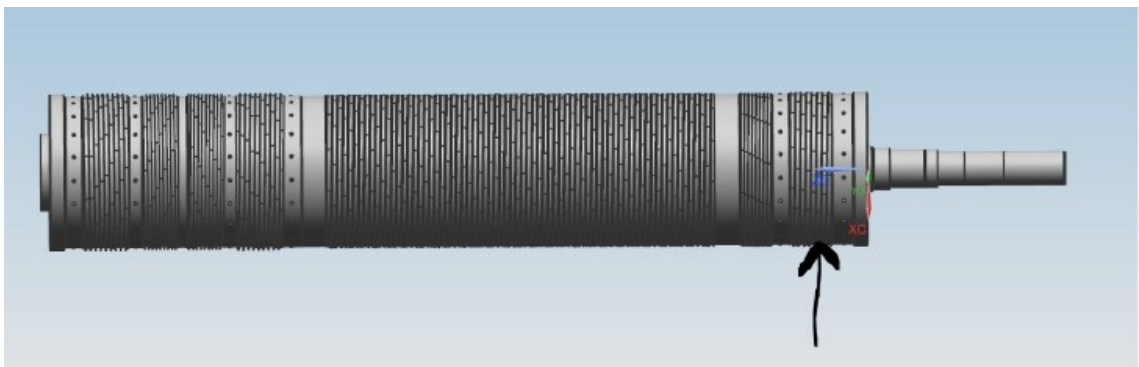
KUVA 23. QC-nostimen aiheuttamat voimat

Voimat syötettiin laskennan jälkeen Solidworks-ohjelman simulointiin ja asetettiin tehtyyn laskentamalliin paikoilleen (kuva 24). Laskentamallin kiinnitys tapahtui rungon jaloissa olevista ruuvinrei'istä, joista runko todellisuudessaakin kiinnitetään testilaitteiston alarunkoon. Laskennassa käytettiin 10 mm elementtikokoa riittävän tarkkuuden saavuttamiseksi. Kuvasta voidaan todeta, että malli on riittävän kestävä. Suurimmat jännitykset jäivät kauas myötörajasta ja suurien jännitteiden alueet ovat pieniä ja vähäisiä.



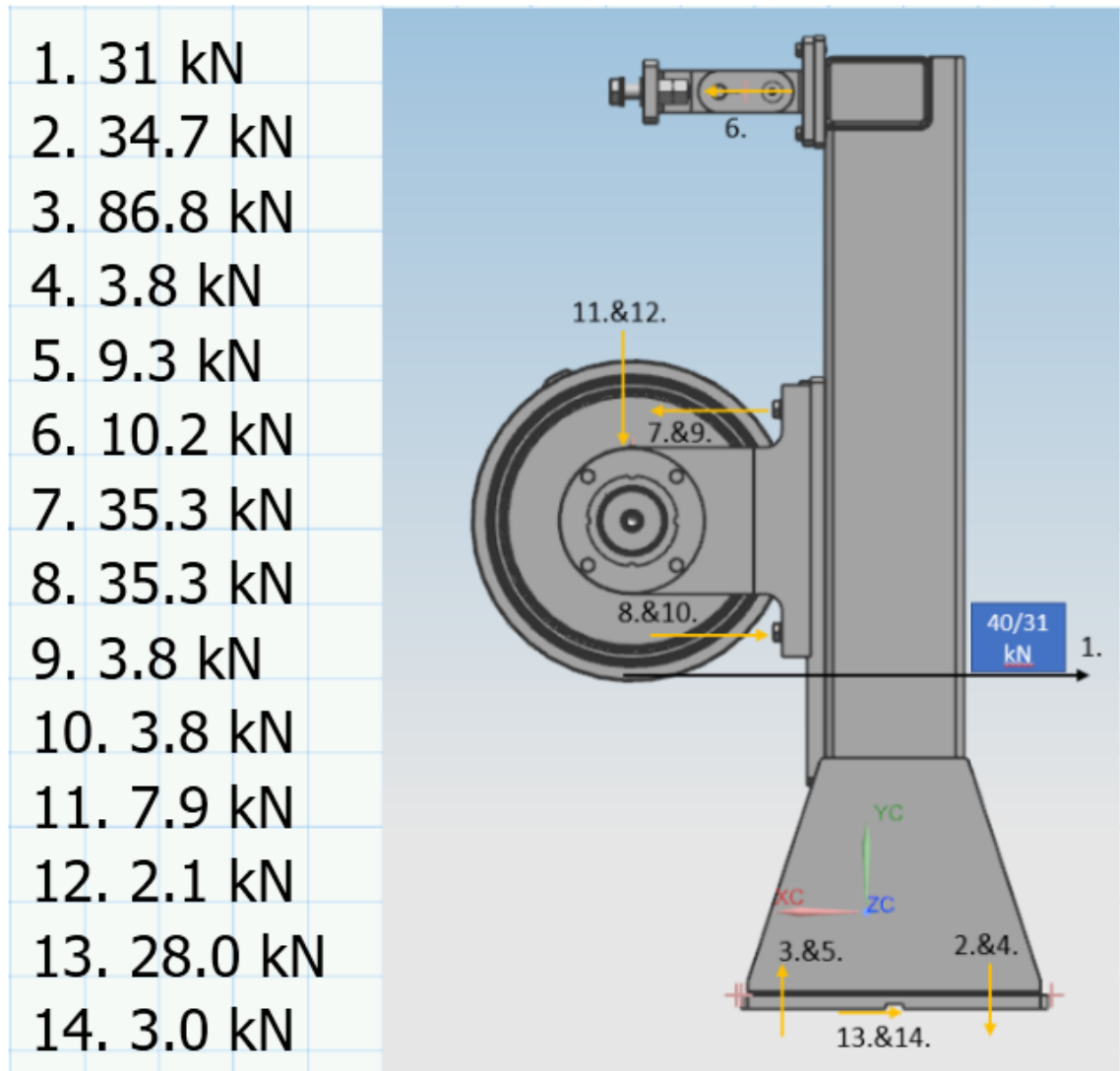
KUVA 24. Laskentamalli QC- nostimen voimilla

Toinen tarkasteltava tilanne oli R10-nostimen aiheuttama rasitus. R-nostimien köysiurat ovat telan toisessa päässä ja pahimmassa rasitusilanteessa R-10 nostimen köysi tulee telalle kuvan 25 osoittamaan kohtaan.



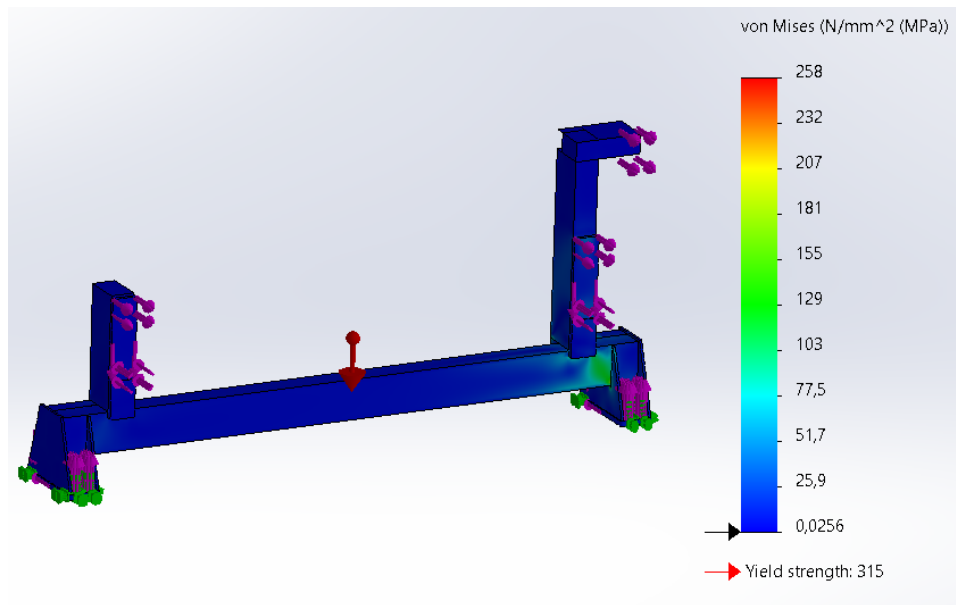
KUVA 25. Köyden sijainti R10-nostimella

Tämän tapauksen laskut tehtiin noudattamalla samoja kaavoja kuin ensimmäisessäkin tapauksessa (liite 2). R10-nostimen voimat kohdistuvat vain eri pätyyn, mikä huomioitiin laskuissa. Laskujen tulokset näkyvät kuvassa 26.



KUVA 26. R10-nostimen aiheuttamat voimat

Laskenta toteutettiin samalla kaavalla myös toisessa tapauksessa. Kuvasta 27 selviää, että liian suuria jännityksiä ei synny rakenteisiin ja se voidaan näin ollen todeta lujaksi.



KUVA 27. Laskentamalli R10-nostimen voimilla

7 POHDINTA

Opinnäytetyössä alettiin kehittää Konecranesille uutta nostimien testausjärjestelmää, joka pohjautuu aiempaan versioon. Alkuperäisessä aikataulusuunnitelmassa opinnäytetyö sisälsi suuremman osan testauslaitteen mekaniikan suunnittelusta, mutta suunnittelutyö osoittautui odotettua hitaammaksi prosessiksi. Suunnittelutyö oli aloitettava loogisessa järjestyksessä, jotta rakenne olisi varmasti yhteensopiva ja toimiva. Tästä syystä suunnittelu aloitettiin kiinnikkeistä, kelkkarakenteista ja vastatelarakenteesta. Nämä osa-alueet sisällytettiin opinnäytetyöhön, mutta laitteiston kehitystyö jatkuu vielä rakenteen muissa osissa.

Työhön sisällytettyjen rakenteiden suunnittelu onnistui kuitenkin erittäin hyvin. Lopputulemana saatiin valmiit mallit osista ja rakenteista, jotka sopivat sekä Q-sarjan että R-sarjan nostimille. Työssä hyödynnettiin mekaniikkasuunnittelun teoriaa paljon, joten tulokset ovat varmasti luotettavia ja oikeaoppisesti saavutettuja. Lujuustarkastelu tehtiin kaikille rakenteille tarkasti voimien ja mittojen muuttumisesta johtuen, jotta saatiin varmuus rakenteiden kestävyydestä.

Työn konkreettinen hyöty yrityksessä näkyy siinä, että uuden testilaitteen valmistuttua ei tarvita enää kahta erillistä testauslaitteistoa näille nostinsarjoille. Yksittäinen testilaitte säästää reilusti tilaa tuotantotiloissa ja sujuvoittaa linjaston prosessia. Lisäksi kahden nostinsarjan testaamiseen tarvitaan tässä vaiheessa enää vain yksi koeajaja. Kyseisiä nostimia valmistetaan myös muualla maailmassa Konecranesin tehtailla, joissa uutta testilaitetta voidaan hyödyntää samalla tavalla.

Eri nostimien testauslaitteistojen yhdistäminen on ideana hyvä ja erittäin käytännöllinen. Tätä käytäntöä olisi varmasti hyvä soveltaa mahdollisimman monille nostintyypeille. Mahdollisimman samankaltaisten nostimien testauslaitteistojen yhtenäistäminen voisi toimia laajemmassakin mittakaavassa. Kannattavuuden kannalta tietysti herää kysymyksiä siitä, kuinka lähellä tällaisten nostimien tuotantolinjat ovat toisiaan ja onko logistisesti järkevää koeajaa samassa paikassa eri sarjojen nostimia. Tässä voisi olla jatkotutkimuksen aihetta selvittää mahdollisuuksia idean laajempaan toteutukseen.

LÄHTEET

Kleimola, M. 2014. Materiaalinvalinta. Teoksessa Björk, T., Hautala, K., Huhtala, K., Kivioja, S., Kleimola, M., Lavi, M., Martikka, H., Miettinen, J., Ranta, A., Rinkinen, J. & Salonen, P. Koneenosien suunnittelu. 6. uud. painos. Helsinki: Sanoma Pro Oy.

Konecranes Oy. n.d. Luettu 2.3.2022. <https://www.konecranes.com/fi/tietoa>

Konecranes Oy. 2017. Technical guide Q classic. Julkaisematon. Opinnäytetyön tekijän hallussa.

Konecranes Oy. 2021. KHH presentation. Julkaisematon. Opinnäytetyön tekijän hallussa.

Konecranes Oy. 2022. Technical guide rope hoist R. Julkaisematon. Opinnäytetyön tekijän hallussa.

Martikainen, J. 2022. Betoni- ja teräsrakenteiden FEM-ohjelmien vertailu. Rakennustekniikan koulutusohjelma. Kaakkois-Suomen ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö

Norton, R. L. 2011. MACHINE DESIGN - An Integrated Approach. 4. painos. New Jersey: Pearson Education Inc.

Ovaskainen, J. automaatioinsinööri. 2022. Teräsrenkaat. Sähköpostiviesti. Luettu 7.2.2022

Paakkunainen, M. 2018. Koko testauslaitteiston kokoonpano. Julkaisematon. Opinnäytetyön tekijän hallussa.

Pahl, G. & Beitz, W. 1990. Koneensuunnitteluoppi. Konttinen, U. (suom.) 2. painos. Porvoo: WSOY:n graafiset laitokset. Alkuperäinen teos 1986.

Piersol, A. G. & Paez, T. L. 2019. Harris' Shock and Vibration Handbook. 6. painos: The McGraw-Hill Companies Inc.

Puhakka, J. suunnittelija. 2022 Moottorin ja vaihteen selvitys. Sähköpostiviesti. Luettu 28.2.2022

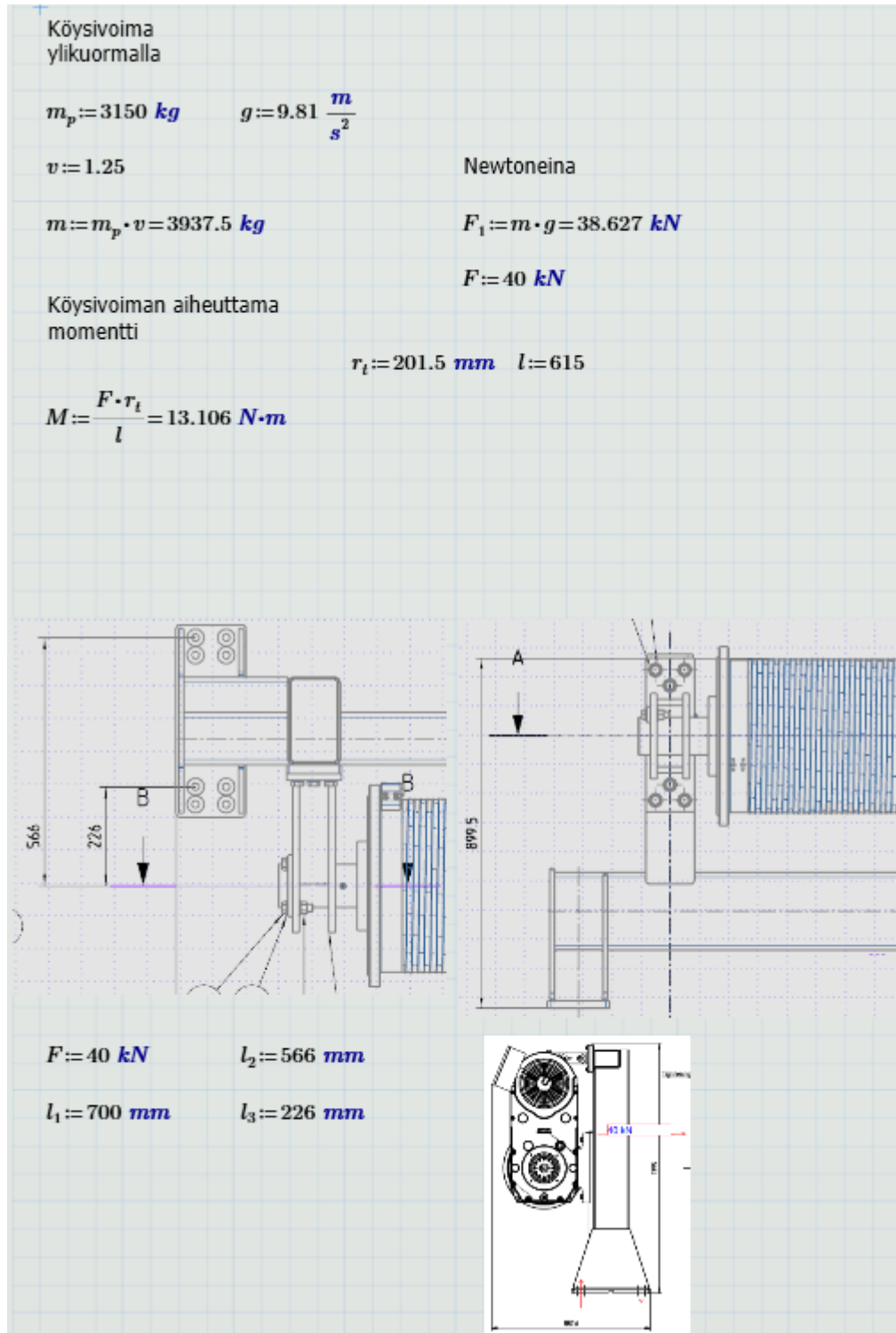
Ranta, J. 2014. Lujuuslaskenta. Teoksessa Björk, T., Hautala, K., Huhtala, K., Kivioja, S., Kleimola, M., Lavi, M., Martikka, H., Miettinen, J., Ranta, A., Rinkinen, J. & Salonen, P. Koneenosien suunnittelu. 6. uud. painos. Helsinki: Sanoma Pro Oy.

Reddy, J. N. 2019. Introduction to the Finite Element Method. 4. painos: McGraw-Hill Education

LIITTEET

Liite 1. Laskut QC-nostimen voimilla

1 (4)



2 (4)

Laskut tehty tilanteessa,
jossa köysivoima on kuvan
osoittamassa kohdassa

$$l := 2016 \text{ mm}$$

$$l_{b1} := 197 \text{ mm}$$

$$l_{b2} := 2016 \text{ mm} - 197 \text{ mm} = 1819 \text{ mm}$$

$$F_1 := \frac{l_{b2}}{l} \cdot F = 36.091 \text{ kN}$$

$$F_2 := \frac{l_{b1}}{l} \cdot F = 3.909 \text{ kN}$$

$$M_1 := F_1 \cdot l_1 = 25263.889 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_2 := F_2 \cdot l_1 = 2736.111 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F_{1\text{talas}} := \frac{M_1}{l_2} = 44.636 \text{ kN}$$

$$F_{2\text{talas}} := \frac{M_2}{l_2} = 4.834 \text{ kN}$$

$$F_{1\text{ytäs}} := \frac{M_1}{l_3} = 111.787 \text{ kN}$$

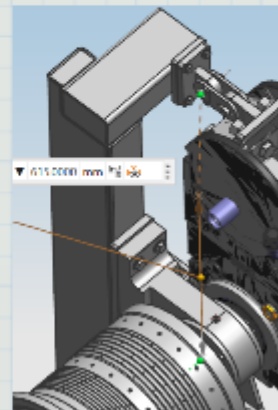
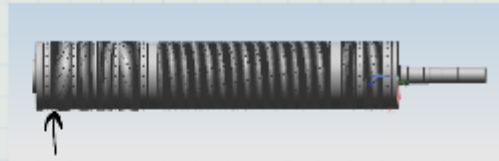
$$F_{2\text{ytäs}} := \frac{M_2}{l_3} = 12.107 \text{ kN}$$

$$F_k := 40 \text{ kN}$$

$$r := 201.5 \text{ mm}$$

$$M := F \cdot r = 8060 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F := \frac{M}{615 \text{ mm}} = 13.106 \text{ kN}$$



3 (4)

$$F := 40 \text{ kN}$$

$$F_k := 40 \text{ kN}$$

$$r := 201.5 \text{ mm}$$

$$l := 2016 \text{ mm}$$

$$l_{b1} := 197 \text{ mm}$$

$$l_{b2} := 2016 \text{ mm} - 197 \text{ mm} = 1819 \text{ mm}$$

$$F_1 := \frac{l_{b2}}{l} \cdot F = 36.091 \text{ kN}$$

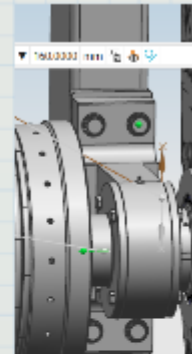
$$F_2 := \frac{l_{b1}}{l} \cdot F = 3.909 \text{ kN}$$

$$M_1 := F_1 \cdot r = 7272.391 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_2 := F_2 \cdot r = 787.609 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F_a := \frac{M_1}{160 \text{ mm}} = 45.452 \text{ kN}$$

$$F_b := \frac{M_2}{160 \text{ mm}} = 4.923 \text{ kN}$$



Massakeskipiste telalle,
vaihteelle ja moottorille

$$m_1 := 650 \text{ kg}$$

$$m_2 := 250 \text{ kg}$$

$$m_3 := 105 \text{ kg}$$

$$m := m_1 + m_2 + m_3 = 1005 \text{ kg}$$

$$x_i = \frac{\sum_{j=1}^n m_j x_j}{\sum_{j=1}^n m_j} = \frac{m_1 x_1 + m_2 x_2 + \dots + m_n x_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n}$$

$$y_i = \frac{\sum_{j=1}^n m_j y_j}{\sum_{j=1}^n m_j} = \frac{m_1 y_1 + m_2 y_2 + \dots + m_n y_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n}$$

$$x_1 := 1050$$

$$x_2 := 2150$$

$$x_3 := 2590$$

$$y_1 := 196$$

$$y_2 := 380$$

$$y_3 := 620$$

$$x_0 := \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 + m_3 \cdot x_3}{m} = 1484.527$$

$$y_0 := \frac{m_1 \cdot y_1 + m_2 \cdot y_2 + m_3 \cdot y_3}{m} = 286.07$$

4 (4)

Voimat laakereille (oikea ja vasen)

$m := 1005 \text{ kg}$

Laakereiden välinen etäisyys
 2016 mm

$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Laakereiden etäisyydet
massakeskipisteestä

Vasen:
 $1485 + 121 = 1606$

Oikea:
 $1895 - 1484 = 411$

Prosenttiosuus kokonaismassasta,
jonka laakeri kantaa

$B_l := \frac{411}{2016} = 0.204$

$B_r := \frac{1606}{2016} = 0.797$

Pystyvoimat laakereille

$F_r := m \cdot g \cdot B_r = 7.854 \text{ kN}$

$F_l := m \cdot g \cdot B_l = 2.01 \text{ kN}$

Liite 2. Laskut R10-nostimen voimilla

1 (4)

Köysivoima ylikuormalla

$$m_p := 2500 \text{ kg} \quad g := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

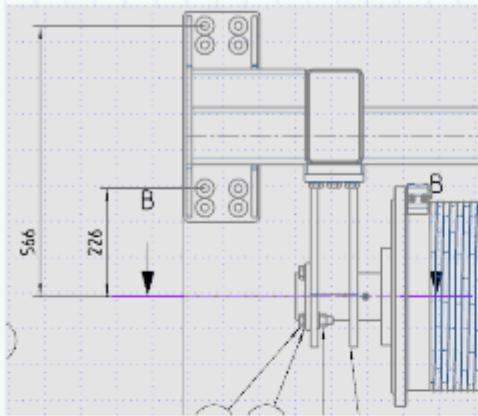
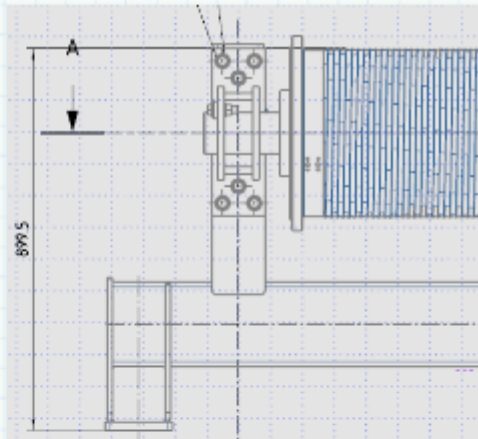
$$v := 1.25 \quad \text{Newtonina}$$

$$m := m_p \cdot v = 3125 \text{ kg} \quad F_1 := m \cdot g = 30.656 \text{ kN}$$

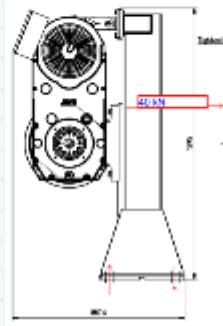
$$F := 31 \text{ kN}$$

Köysivoiman aiheuttama momentti

$$r_t := 201.5 \text{ mm} \quad l := 615$$

$$M := \frac{F \cdot r_t}{l} = 10.157 \text{ N}\cdot\text{m}$$



$$F = 31 \text{ kN} \quad l_2 := 566 \text{ mm}$$

$$l_1 := 700 \text{ mm} \quad l_3 := 226 \text{ mm}$$


2 (4)

Laskut tehty tilanteessa,
jossa köysivoima on kuvan
osoittamassa kohdassa

$$121 + 107 = 228$$

$$l := 2346 \text{ mm}$$

$$l_{b1} := 227 \text{ mm}$$

$$l_{b2} := 2346 \text{ mm} - 227 \text{ mm} = 2119 \text{ mm}$$

$$F_1 := \frac{l_{b2}}{l} \cdot F = 28 \text{ kN}$$

$$F_2 := \frac{l_{b1}}{l} \cdot F = 3 \text{ kN}$$

$$M_1 := F_1 \cdot l_1 = 19600.298 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_2 := F_2 \cdot l_1 = 2099.702 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F_{1\text{alas}} := \frac{M_1}{l_2} = 34.63 \text{ kN}$$

$$F_{2\text{alas}} := \frac{M_2}{l_2} = 3.71 \text{ kN}$$

$$F_{1\text{ylös}} := \frac{M_1}{l_3} = 86.727 \text{ kN}$$

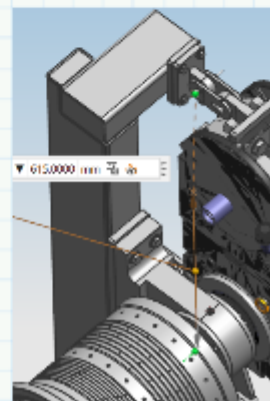
$$F_{2\text{ylös}} := \frac{M_2}{l_3} = 9.291 \text{ kN}$$

$$F_k := 40 \text{ kN}$$

$$r := 201.5 \text{ mm}$$

$$M := F \cdot r = 6246.5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F := \frac{M}{615 \text{ mm}} = 10.157 \text{ kN}$$



3 (4)

$$F := 31 \text{ kN}$$

$$F_k := 31 \text{ kN}$$

$$r := 201.5 \text{ mm}$$

$$l := 2346 \text{ mm}$$

$$l_{b1} := 227 \text{ mm}$$

$$l_{b2} := 2346 \text{ mm} - 227 \text{ mm} = 2119 \text{ mm}$$

$$F_1 := \frac{l_{b2}}{l} \cdot F = 28 \text{ kN}$$

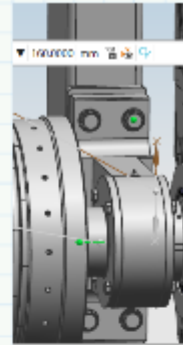
$$F_2 := \frac{l_{b1}}{l} \cdot F = 3 \text{ kN}$$

$$M_1 := F_1 \cdot r = 5642.086 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F_a := \frac{M_1}{160 \text{ mm}} = 35.263 \text{ kN}$$

$$M_2 := F_2 \cdot r = 604.414 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F_b := \frac{M_2}{160 \text{ mm}} = 3.778 \text{ kN}$$



Massakeskipiste telalle,
vaihteelle ja moottorille

$$m_1 := 650 \text{ kg}$$

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = \frac{m_1 x_1 + m_2 x_2 + \dots + m_n x_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n}$$

$$x_1 := 1050$$

$$y_1 := 196$$

$$m_2 := 250 \text{ kg}$$

$$y_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i y_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = \frac{m_1 y_1 + m_2 y_2 + \dots + m_n y_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n}$$

$$x_2 := 2150$$

$$y_2 := 380$$

$$m_3 := 105 \text{ kg}$$

$$x_3 := 2590$$

$$y_3 := 620$$

$$m := m_1 + m_2 + m_3 = 1005 \text{ kg}$$

$$x_0 := \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 + m_3 \cdot x_3}{m} = 1484.527$$

$$y_0 := \frac{m_1 \cdot y_1 + m_2 \cdot y_2 + m_3 \cdot y_3}{m} = 286.07$$

4 (4)

Voimat laakereille (oikea ja vasen)

$m = 1005 \text{ kg}$

Laakereiden välinen etäisyys
2016 mm

$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Laakereiden etäisyydet
massakeskipisteestä

Vasen:
 $1485 + 121 = 1606$

Oikea:
 $1895 - 1484 = 411$

Prosenttiosuus kokonaismassasta,
jonka laakeri kantaa

$B_l := \frac{411}{2016} = 0.204$

$B_r := \frac{1606}{2016} = 0.797$

Pystyvoimat laakereille

$F_r := m \cdot g \cdot B_r = 7.854 \text{ kN}$

$F_l := m \cdot g \cdot B_l = 2.01 \text{ kN}$