

Timo Rajaharju

Teräskelan ulkovaipan suojaus
Lopputuloksen laadun kehittäminen

Opinnäytetyö

Kevät 2010

Tekniikan yksikkö

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma



SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU

OPINNÄYTETYÖN TIIVISTELMÄ

Koulutusyksikkö: Tekniikan yksikkö
Koulutusohjelma: Kone- ja tuotantotekniikka

Tekijä: Timo Rajaharju

Työn nimi: Teräskelan ulkovaipan suojaus: Lopputuloksen laadun kehittäminen
Ohjaaja: Jukka Pajula

Vuosi: 2010

Sivumäärä: 50

Liitteiden lukumäärä: 3

Tämän opinnäytetyön toimeksiantajana on Pesmel Oy. Eräs yrityksen päätoimialoista on metalliteollisuus, jolle se valmistaa automaattisia pakkaus- ja materiaalinkäsittelyjärjestelmiä.

Tässä opinnäytetyössä keskitytään alueeseen, joka on osana edellä mainitun kaltaisessa järjestelmässä. Osa-alueen toiminto on suojata teräskelan ulkovaippa kuljetuksen ja käsittelyn aiheuttamien vaurioiden estämiseksi. Suojauksen materiaalina käytetään terästä, muovia tai pahvia.

Tarkoituksena on löytää ratkaisu laitteen muutamiin toimintoihin, jotka vaikuttavat pakattavan tuotteen lopulliseen ulkonäköön. Lisäksi eräs laite kyseisessä alueessa vie pakkausjärjestelmän layoutista turhan suuren alueen ja tähän asiaan tulisi löytää vaihtoehtoinen ratkaisu.

Teoriaosiossa käsitellään tuotteen kehittämiseen liittyviä seikkoja, joita käsitellään työn edetessä. Työssä on myös valittu erilaisia komponentteja ja valinnan yhteydessä on käsitelty aiheeseen liittyvää teoriaa.

Kehitetyistä kohteista suunniteltiin 3D-mallit Autodesk Inventor -ohjelmistolla. Lisäksi uusista laitteista piirrettiin osa- ja kokoonpanopiirustukset 3D-mallien avulla. Standardiosia sekä aikaisemmin suunniteltuja kokoonpanoja käytettiin hyväksi suunnittelussa mahdollisimman paljon. Lujuuslaskelmat tehtiin kriittisimmässä toiminnoissa oleville osille.

Asiasanat: Tuotekehitys, koneenpiirustus

SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES
THESIS ABSTRACT

Faculty: School of Technology
Degree programme: Mechanical and Production Engineering

Author: Timo Rajaharju

Title of the thesis: Bodywrap for steel coil.

Supervisor: Jukka Pajula

Year: 2010

Number of pages: 50

Number of appendices: 3

The main client of this thesis is Pesmel Oy. One of the company's main branches is the metal industry for which it manufactures automated packing and material handling systems.

This thesis focuses on the area which is a part of the packing line. The function of this area is to protect the outer surface of the steel coil which prevents damage in the final product from transport and handling. Steel, plastic and cardboard are the materials which are used to protect the outer surface.

The aim is to find a solution for some functions which have an effect for the packed product. Also one device takes too much space from the packing system's layout and that issue needs to be fixed by an alternative solution.

The theoretical section deals with the product development issues which are used during the work progress. Some components have been selected during the thesis. Every paragraph has its own theoretical section of selection.

3D models were made with the Autodesk Inventor software. The part and assembly drawings were also drawn of the 3D models. The standard parts and the previously designed assemblies were used in design as much as possible. The strength calculations were made for the critical functions.

Keywords: Machine design, product development

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

SISÄLLYS

KUVIO- JA TAULUKKOLUETTELO

1 JOHDANTO	8
1.1 Työn tausta	8
1.2 Työn tavoitteet.....	9
1.3 Työn rajaus	9
2 TUOTEKEHITYKSEN TYÖVAIHEET	10
3 KÄÄRINNÄN KEHITYS	11
3.1 Kehityksen luonnostelu haastattelujen avulla.....	11
3.2 Syötettävän materiaalin tukeminen	11
3.2.1 Työntövoiman mitoitus	13
3.2.2 Rullan suunnittelu	15
3.2.3 Rullien vedon suunnittelu	18
3.2.4 Rullien telipisteen laakerointi.....	23
3.2.5 Liukulaakerin suunnittelu.....	26
4 PYÖRITYSRULLASTON TARKASTELU	30
4.1 Pyöritysrullaan aiheutuvat kuormitukset.....	30
4.2 Pyöritysrullan väsymislujuusmitoitus	32
4.3 Pyöritysrullan lujuuden analysointi	34
4.3.1 Pyöritysrullaa kuormittavat voimat	35
4.3.2 Analyysin elementtiverkko.....	36
4.3.3 Suurin jännitys ja siirtymä	37
4.4 Rungon lujuuden analysointi	40
4.4.1 Runkoa kuormittavat voimat.....	40
4.4.2 Käytetty elementtiverkko	41
4.4.3 Suurin jännitys ja siirtymät	42
5 TULOKSET	46
6 ARVIOINTI	47

LÄHTEET..... 49**LIITTEET**

LIITE 1: Teräspanklien poikkileikkaussuureita ja ominaisuuksia.

LIITE 2: Liukulaakerimateriaalien ominaisuudet.

LIITE 3: Sedis -ketjuesite.

KUVIO- JA TAULUKKOLUETTELO

Kuvio 1. Kaaviokuva teräskelan pakkausjärjestelmästä.....	9
Kuvio 2. Työntimen kokoonpano.....	12
Kuvio 3. Työntimen rullan vapaakappalekuvio.....	16
Kuvio 4. Ketjuvälityksen ketjupyörien keskilinja.....	18
Kuvio 5. Ketjupyörän päämitat.....	19
Kuvio 6. Työntimen rullaan kohdistuvat voimat.....	20
Kuvio 7. Ketjuvälityksen toteutus.....	22
Kuvio 8. Laakerien sijoittelu telipisteessä.....	23
Kuvio 9. Telipisteen kuormitusten vapaakappalekuvio.....	24
Kuvio 10. Yksirivinen urakuulalaakeri 6204-2RSL.....	25
Kuvio 11. Työntimen laipan kuormitus.....	26
Kuvio 12. Toleranssit ja suositukset laakeripesille ja akseleille.....	28
Kuvio 13. Halkaistu liukulaakeri.....	29
Kuvio 14. Teräskelan aiheuttamat resultanttivoimat.....	30
Kuvio 15. Pyöritysullan vapaakappalekuvio muutoksien jälkeen.....	31
Kuvio 16. Lovenmuotoluku.....	34
Kuvio 17. Pyöritysrullaan kohdistuvat voimat ja tukipisteet.....	35
Kuvio 18. Pyöritysrullan verkotus.....	36
Kuvio 19. Pyöritysrullan suurin jännitys uretaanipäällysteellä.....	37

Kuvio 20. Pyöritysrullan suurin jännitys ilman uretaanipäälystettä.	37
Kuvio 21. Pyöritysrullan suurin jännitys paikallisesti.	38
Kuvio 22. Pyöritysrullan kokonaissiirtymä.	39
Kuvio 23. Pyöritysrullan runkoon kohdistuvat voimat.	40
Kuvio 24. Pyöritysrullan rungon verkotus.	41
Kuvio 25. Suurin jännitys rungossa.	42
Kuvio 26. Tarkempi kuva alueesta, jossa maksimi jännitys esiintyy.	43
Kuvio 27. Yhdistetty taipuma.	44
Kuvio 28. Taipumat y- suunnassa.	44
Kuvio 29. Taipumat z –suunnassa.	45
Kuvio 30. Suunnitelma syöttölaitteen suhteen.	47
Kuvio 31. Aikaisempi malli syöttölaitteesta	48
Taulukko 1. Työntimen osien alustavat massat.	13
Taulukko 2. Rakenneosien sallitut jännitykset.	15
Taulukko 3. Tekijä K T- t:n funktiona.	21
Taulukko 4. Nimelliskestoiät.	25

1 JOHDANTO

Pesmel Oy on suomalainen yritys, joka toimii Kauhajoella. Yritys on perustettu vuonna 1978 ja se valmistaa automaattisia materiaalinkäsittely-, lastaus- sekä pakkausjärjestelmiä. Pääasiakasryhmiä ovat kuitu-, metalli-, paperi- sekä logistiikkateollisuus. (Pesmel, [Viitattu 24.1.2010].)

Liikevaihto vuonna 2008 oli noin 40 miljoonaa euroa, josta ulkomaanviennin osuus oli noin 85 prosenttia. Pesmel työllistää yhteensä noin 200 henkilöä ja sen päätoimipaikka on Kauhajoella. Päätoimipaikan lisäksi toimipisteitä on maailmanlaajuisesti Virossa, Yhdysvalloissa, Intiassa, Saksassa sekä Ruotsissa. Pesmelin yhteistyökumppani on AWA Advanced Warehouse Automation, joka valmistaa automatisoituja varastointijärjestelmiä samoille asiakasryhmille Pesmel Oy:n kanssa. Yhdessä nämä yritykset ovat muodostaneet Pesmel Group Oy:n, joka vahvistaa niiden asemaa markkina-alueillaan. Koko konserni työllistää noin 240 henkilöä. (Pesmel, [Viitattu 24.1.2010].)

1.1 Työn tausta

Opinnäytetyön tarkoituksena on kehittää jo olemassa olevaa laitetta sekä kehittää siihen mahdollisia uusia osioita. Aihe liittyy Pesmelin toimittamaan tuotteeseen, joka on tarkoitettu osaksi teräsrullien pakkausjärjestelmää. Laitteen toimintona on suojata teräskelan ulkovaippa erilaisilla materiaaleilla, jotka ovat asiakkaan valittavissa, pakkauskoodin mukaisesti. Nykyisellä ratkaisulla kääritty tuote ei tyydytä valmistajaa ja siksi lähdettiin kehittämään uusia ratkaisuja siihen. Yritykseen on tehty vuonna 2009 opinnäytetyönä pyöritysruullien tarkastelu, jota käytetään apuna tämän opinnäytetyön tietyissä osa-alueissa.

1.2 Työn tavoitteet

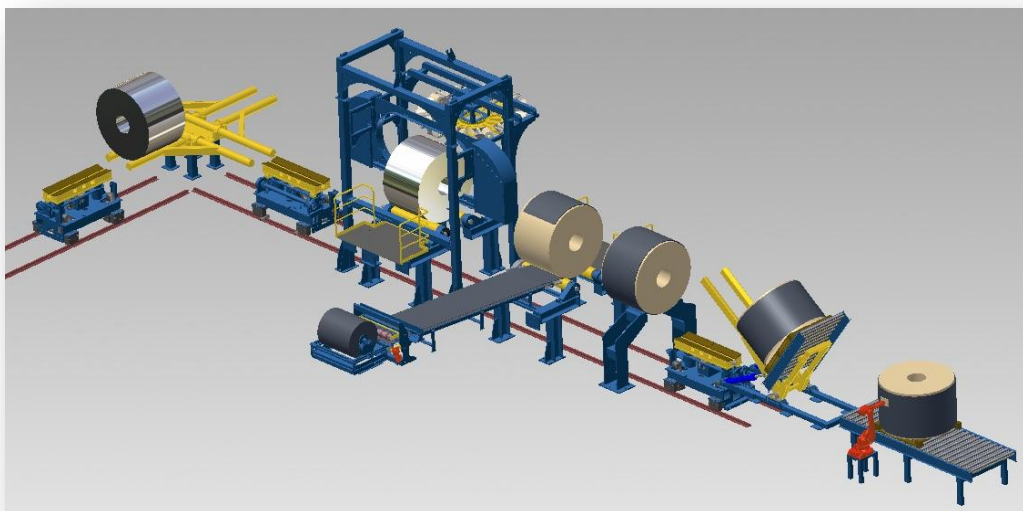
Opinnäytetyön tavoitteena on suunnitella 3D-malli uudesta tuotteesta sisältäen kokoonpano- ja osapiirustukset laitteesta. Tarvittavat lujuuslaskelmat on myös tehtävä kriittisille osille.

Suunnittelu perustuu toimeksiantajan käyttämiin standardeihin ja ohjeisiin. Uusissa kokoonpanoissa pyritään käyttämään vakio-osia ja komponentteja, jotka ovat yritykselle tunnettuja aikaisemmista projekteista. Suunnittelutyössä pyritään ottamaan huomioon myös laitteen kokoonpantavuus ja huollettavuus.

1.3 Työn rajaus

Työn pohjalle on valittu muutamia samantyyppisiä laitteita, jotka ovat jo asiakkaan käytössä ja näin on saatu käyttökokemuksia laitteen toimivuudesta.

Aihe on rajattu ulkovaippaan syötettävän materiaalin katkaisusta sen käärintään ja tuolle alueelle sijoittuviin laitteisiin tehdään muutoksia. Kuitenkin työssä on mietittävä myös muita läheisyydessä toimivia laitteita kuten siirtovaunut ja etteivät uudet laitteet tule niiden toiminta-alueelle.



Kuvio 1. Kaaviokuva teräskelan pakkausjärjestelmästä.

2 TUOTEKEHITYKSEN TYÖVAIHEET

Tuotekehitys on toimintaa, jossa päätarkoituksena on kehittää uutta tai jo olemassa olevaa tuotetta. Tuotekehityksen päämääränä on saada tuotteesta teknisesti paremmin toimiva ja valmistuskustannuksiltaan halvempi versio. (Jokinen 1998, 9–10.)

Tuotekehityshanke jaetaan yleensä neljään vaiheeseen, jotka ovat käynnistäminen, luonnostelu, kehittäminen ja viimeistely. Käynnistämävaiheessa vertaillaan useita erilaisia kehittämisideoita ja valitaan yksi vaihtoehto, jota lähdetään kehittämään. Valintapäätökseen vaikuttavia tekijöitä ovat kehittämiskustannukset, markkinointinäkömät ja tuotot sekä niin työterveydelliset kuin ympäristönsuojellisetkin asiat. Edellä mainitut asiat on syytä selvittää tarkasti jo hankkeen aloitusvaiheessa ennen kehityspäätöksen tekemistä. Tuotteen kehittämisideat tulevat usein yrityksen ulkopuolelta, yrityksen sisältä after sales -osastoilta ja myös impulssina saattaa toimia kilpailevan yrityksen uusi tuote. Luonnosteluvaiheessa analysoidaan tuotteen vaatimukset ja tavoitteet sekä voidaan miettiä vaihtoehtoisia tapoja tuotteen toiminnoille. Tässä vaiheessa pohditaan myös tuotteessa ilmeneviä ongelmia sekä tarvittavia muutoksia. Jos kyseessä on suurempi kehitettävä tuote, on luonnollista jakaa se pienempiin osiin, joihin etsitään ratkaisumahdollisuuksia. Osatoimintojen ratkaisuehdotuksista valitaan parhaat ja yhdistetään ne kokonaistuotteeksi, jolloin voidaan tarkastella koko tuotteen toimivuutta ja saadaan aikaiseksi yksi tai useampi ratkaisuluonnos. (Jokinen 1998, 14–15.)

Tuotteen kehittämisvaihe aloitetaan yleensä valitun ratkaisun kokoonpanoluonnoksen laatimisella, jossa tarkastellaan heikkoja kohtia suunnitelman teknisessä ja taloudellisessa toteuttamisessa. Jos kyseessä on sarjavalmistettava tuote, on tärkeää optimoida valmistuskustannuksiltaan kalleimmat tuotteet ja etsiä niille vaihtoehtoisia raaka-aineita sekä halvempia valmistusmenetelmiä. Kehitysvaihe on valmis, kun kaikki asetetut vaatimukset ovat täyttyneet ja tuloksena saadaan kehitetty konstruktioehdotus. (Jokinen 1998, 15.)

3 KÄÄRINNÄN KEHITYS

3.1 Kehityksen luonnostelu haastattelujen avulla

Työtä lähdettiin tekemään haastatteluilla, joissa haastateltavina henkilöinä toimivat opinnäytetyön aiheena olevan laitteen kanssa aikaisemmin tekemisissä olleet henkilöt. Opinnäytetyöprosessin alkuvaiheessa tuotteen kehittämistä käytiin läpi Pesmelin tuotekehityspäällikkö Helge Kiviharjun kanssa. Myöhemmässä vaiheessa haastateltiin Petri Lähteenmäkeä ja tarkennettiin vielä aikaisemmin hahmoteltuja kehityskohteita. Keskustelussa käytiin läpi laitteeseen jo aikaisemmin tehdyt muutokset sekä mahdolliset uudet muutoskohteet. Lähteenmäki toimii mekaniikkasuunnittelijana yrityksen suunnitteluosastolla.

Tuotekehitystä varten keskusteltiin myös Pesmelin suunnittelupäällikön Petteri Laamasen kanssa.

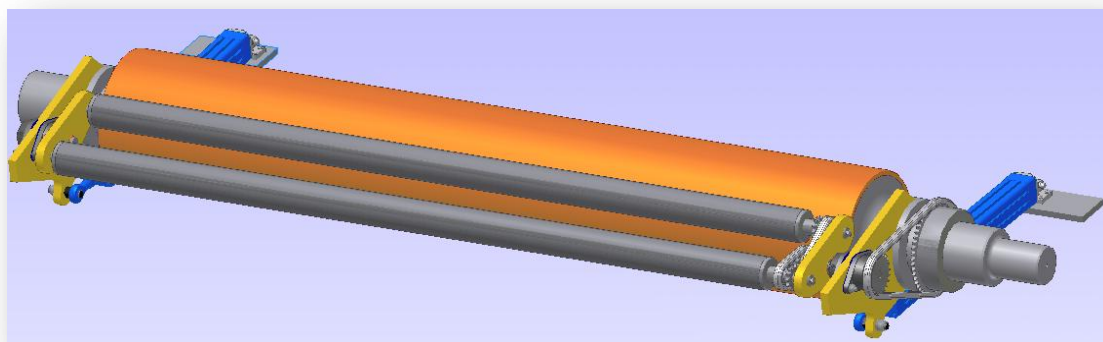
3.2 Syötettävän materiaalin tukeminen

Pyöritysrollien välissä olevalle alueelle tarvittiin tuki, joka ohjaa syötettävää materiaalia. Ongelmana on ollut, ettei suojalevy mene teräskelan ja pyöritysrollan väliin, jolloin se pääsee irtoamaan rollan pinnasta. Kun käärintä etenee, niin pinnasta irronnut löysä kohta pysyy koko ajan pyöritysrollien välissä ja näin valmis paketti jää löysäksi. Teräskela on kylmä- tai kuumavalssattu teräslevy, joka on kääritty rullaksi.

Alapuolisen tuen ideaa lähdettiin kehittämään, koska aikaisemmin oli lisätty jousikuormitteinen rulla, joka painaa levyä kiinni teräskelaan käärimisen aikana. Tämä ratkaisu oli vähentänyt jo huomattavasti levyn irtoamista, mutta jossakin tilanteissa linjan kapasiteetti saattaa pienentyä, sillä rulla oli kiinnitetty siirtovaunuun. Siirtovaunu on laite joka siirtää pakattavan tuotteen käärimisen eri vaiheesta toiseen.

Alkuperäisenä ajatuksena oli työnin, joka kääntyy pyöritysrollan alta vain toisen rollan puolelta. Tämä olisi vaatinut kuitenkin melko suuren liikealueen ja laakerointipisteen suunnittelu oli hankalaa muuttamatta koko pyöritysrollaston rakennetta. Seuraavana ideana oli kiinnittää työntimen laippa suoraan pyöritysrollan akselille liukuraakerin avulla, jolloin ei tullut heilurimaista liikettä paininrollan liikerataan ja työntimen koko saatiin näin muutenkin pienemmäksi. Lopuksi päädyttiin tulokseen, että tämä jälkimmäinen ratkaisu on vaihtoehtoista toimivampi ajatus ja sitä lähdettiin jalostamaan eteenpäin (Laamanen, 2010).

Uuden työntimen runkona toimii laippa, joka kiinnitetään pyöritysrollan akseliin, sekä teliosa, joka puolestaan kiinnittyy laakeroinnin avulla laippaosaan. Kääntyvä runko-osa suunnitellaan siten, että se on kiinnitettävissä pulttiliitoksella ja laakeriksi valitaan halkaistu liukulaakeri. Työntimestä hahmoteltiin kuviossa 2 näkyvä 3D-kuva, jonka avulla saatiin mitoitettua pääpiirteissä sen ulkomitat ja massat.



Kuvio 2. Työntimen kokoonpano.

3.2.1 Työntövoiman mitoitus

3D-kuvan avulla laskettiin työntimen osille massat, minkä jälkeen oli mahdollista mitoittaa tarvittava työntövoima.

Taulukko 1. Työntimen osien alustavat massat.

Osan nimi	Pinta-ala (m ²)	Materiaalin paksuus (m)	Kpl	Tiheys (Kg/m ³)	Massa (Kg)
Työntimen laippa	0,0965	0,020	2	7850	30,30
Telilevy	0,0131	0,015	2	7850	3,09
Rulla	0,000706	2,000	2	7850	22,17
Niveltappi	0,0056	0,063	2	7850	5,54
Yhteensä					61,09

Taulukosta 1 on nähtävissä työntimen liikkuvien osien alustavat massat, joista kertyy yhteensä noin 60 kg. Tarvittava voima on niin pieni, jotta voidaan käyttää paineilmatoimista sylinteriä.

Lisäksi sylinterin mitoituksen lähtökohtana oli tarvittava työntövoima, jolla teräslevyä työnnetään ylöspäin. Aikaisimmissa muutostöissä oli kokeiltu jousikuormitteista rullaa, jossa jousen puristusvoima vastasi noin 50 kg:aa. Testeissä oli huomattu tuon työntövoiman olevan riittävän suuri, joten sylinterissä voidaan käyttää samaa mitoitusta. (Lähteenmäki, 2010).

Sylinterin mitoituksessa on huomioitava sylinterin asennusasento, sillä miinusliikkeessä sylinterillä on pienempi voima. Tämä johtuu siitä, että männänvarsi pienentää männän pinta-alaa varren puolella. Laskuissa käytetään paineen arvona 0,5 MPa, jolloin sylinterin voimalle jää säätövaraa niin pienemmäksi kuin suuremmaksi. Lisäksi tavallisissa liikkeissä ei saa ylittää yli 70 prosentin kuormitusastetta ja hitaissa liikkeissä yli 50 prosentin kuormitusastetta. (SMC tuoteluettelo 2008, 11–7.)

Edellä määritetyistä massoista voidaan nyt laskea tarvittava teoreettinen voima sylinterille seuraavilla kaavoilla:

$$F = P \cdot A \rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{[(50+60)kg \cdot 9,81m/s^2]/2}{0,5MPa} = 1080 \text{ mm}^2 \quad (1)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1080 \text{ mm}^2}{\pi}} = 37,1 \text{ mm} \quad (2)$$

jossa	A	on	pinta-ala (mm ²)
	d	on	männän halkaisija (mm)
	F	on	voima (N)
	P	on	paine (MPa)

Kun otetaan huomioon, ettei ylitetä 70 % kuormitusastetta, niin saadaan sylinterin männän halkaisijaksi 50 mm, jolloin päästään 0,5 MPa:n paineella 982 N:n voimaan. Työntimeen asennetaan kaksi sylinteriä, jolloin työntövoima on yhteensä 1964 N.

Seuraavaksi valitaan oikean pituinen sylinteri, joka tässä tapauksessa riippuu työntimen laipan muodoista sekä tarvittavasta työntimen liikematkasta. Aikaisemmin oli suunniteltu kiinnityspisteen olevan laipan kärjessä, mutta liikematka olisi tullut liian pitkäksi, jolloin vaarana olisi ollut sylinterin jumittuminen ääriasentoonsa. Muuttamalla kiinnityspistettä hieman lähemmäs laakerointipistettä saatiin sylinteri edullisempaan asentoon työnnön kannalta ja myös liikematka lyheni noin 300 mm.

Lopullinen valinta sylinterille on SMC CP-ISO/VDMA -profiilisylinteri. Listasta valittiin pituuden mukaan oikea vakiosylinteri, CP95SDB50-550, jossa sylinterin halkaisija on 50 mm, männänvarren kierre M16 x 1,5 ja liitäntä liittimille G ¼ kierteellä (SMC Tuoteluettelo 2008, 5 – 36).

3.2.2 Rullan suunnittelu

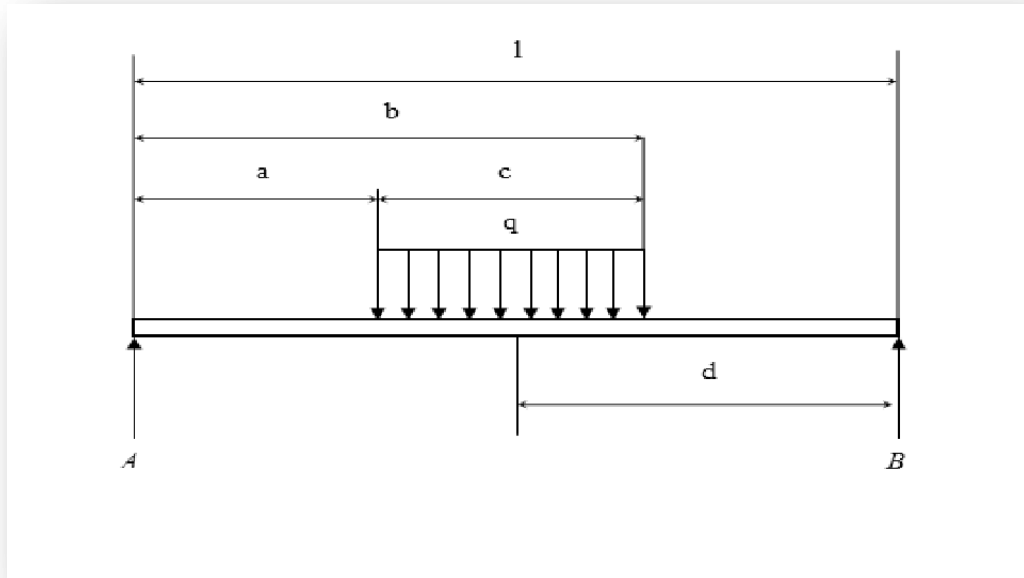
Rulla valmistetaan ainesputkesta, sillä siihen tulevat voimat ovat suurempia kuin mihin normaalit kuljetinrullat on suunniteltu, joten niitä ei voida käyttää tässä tarkoituksessa. Rullia tulee työntimeen kaksi ja suunniteltu pituus rullalle on 2000 mm. Rullan päihin hitsataan holkit, joihin sorvataan lyhyet olakkeet, joista rulla laakeroidaan telilevyihin. Rullaan kohdistuvat voimat muodostuvat työntimen sylinterien aiheuttamasta työntövoimasta, jotka on laskettu jo aikaisemmin. Rullaan muodostuu teräskelan koosta riippuva tasainen kuormitus, joka kohdistuu rullan keskelle. Kelan pituudet vaihtelevat 700 mm:stä 1700 mm:iin. Tästä tasaisesta kuormasta aiheutuu suurimpana kuormituksena rullalle taivuttava jännitys. Jotta putken seinämävahvuus saadaan riittävän kestäväksi, sitä on lähdeittävä mitoittamaan taivutusvastuksen kautta sekä suurimman taipuman avulla.

Rullaputken materiaaliksi valitaan teräs S355J2H, jossa myötölujuus on 355 N/mm^2 . Kun materiaalin myötölujuus jaetaan varmuusluvulla, saadaan sallittu taivutusjännitys $\sigma_{sall.}$, joka siis tässä tapauksessa on $\sigma_{sall.} = \frac{\sigma}{n} = \frac{355}{1,7} = 208,8 \text{ N/mm}^2$. Varmuusluku (n) on saatu taulukosta 2.

Taulukko 2. Rakenneosien sallitut jännitykset. (Lehtonen 1975, 162.)

Käyttömuoto rakenteessa	Rasitus	S235	S355	Määrävä poikkipinta
rakenneosat	veto, puristus ja taivutus σ_{sall}	140	210	
	leikkaus τ_{sall}	84	126	
niittiliitokset	leikkaus τ_{sall}	112	-	reiän poikkipinta
	pintapaine σ_{sall}	280	-	
ruuviliitokset (sovitetut ruuvit)	leikkaus τ_{sall}	112	-	reiän poikkipinta
	pintapaine σ_{sall}	-	168	
	veto σ_{sall}	-	420	sydänpoikkipinta
			-	150
ruuviliitokset (mustat ruuvit)	leikkaus τ_{sall}	65	-	varsipoikkipinta
	pintapaine σ_{sall}	160	-	
	veto σ_{sall}	60	-	sydänpoikkipinta
ankkuriruuvit ja pulitit	veto σ_{sall}	100	-	sydänpoikkipinta
		-	150	

Kun selvitetään 2000 mm pitkän ainesputken maksimi taivutusmomentti, saadaan selville taivutusvastuksen minimiarvo ja voidaan valita terästoimittajan taulukosta ainesputkelle tarvittava seinämävahvuus ja halkaisija poikkileikkauksen taivutusvastuksen avulla.



Kuvio 3. Työntimen rullan vapaakappalekuvio.

Rullaan aiheutuva momentti 700 mm pitkän kelan tasaisesta kuormituksesta saadaan kaavan 3 avulla (Valtanen 2000, 576), jonka muuttujat löytyvät rullan vapaakappalekuviosta 3.

$$M = \frac{q \cdot c \cdot d}{l} \cdot \left(a + \frac{c \cdot d}{2 \cdot l} \right) \quad (3)$$

jossa

$$q = \frac{A \cdot l}{c \cdot d} = \frac{491 \text{ N} \cdot 2000 \text{ mm}}{700 \text{ mm} \cdot 1000 \text{ mm}} = 1,40 \text{ N/mm}$$

$$\begin{aligned} M &= \frac{1,40 \text{ N/mm} \cdot 700 \text{ mm} \cdot 1000 \text{ mm}}{2000 \text{ mm}} \cdot \left(650 \text{ mm} + \frac{700 \text{ mm} \cdot 1000 \text{ mm}}{2 \cdot 2000 \text{ mm}} \right) \\ &= 404250 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Jolloin suurin taivutusvastuksen arvo saadaan kaavasta 4 (Lehtonen 1975, 21).

$$W = \frac{M}{\sigma} \quad (4)$$

$$W = \frac{404250 \text{ Nmm}}{118,3 \text{ N/mm}^2} = 3417,2 \text{ mm}^3 = 3,42 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

1700 mm pitkän kelan aiheuttama momentti on pienempi ja näin ollen taivutusvastuksen arvoksi saadaan myös pienempi arvo ja valinta tehdään 700 mm pitkän kelan aiheuttamasta momentista.

Tämän perusteella voidaan valita rullan ainesputkeksi terästoimittajan listalta sopiva putkikoko. Liitteessä 1 on luettelo pyöreiden pituussaumahitsattujen putkien arvoista.

Valitaan siis rullaputken materiaaliksi $\varnothing 60,3 \times 6,3$ S355 teräsputki, jonka taivutusvastus on $13,10 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$ ja varmuusluvuksi materiaalille tulee näin ollen 3,8.

$$n = \frac{13,10 \cdot 10^3 \text{ mm}^3}{3,42 \cdot 10^3 \text{ mm}^3} = 3,8$$

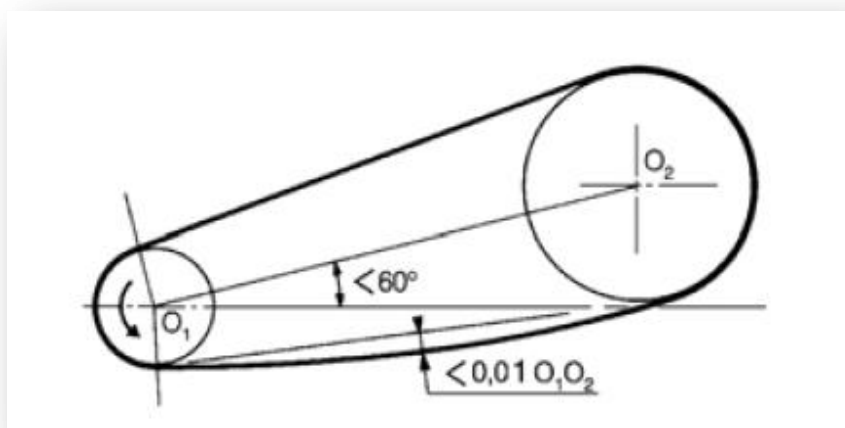
Tarkastetaan kuitenkin vielä työntimen rullan (d_2) ja pyöritysrollan (d_1) välityssuhde (i), ettei se kasva liian suureksi, mikä vaikuttaa ketjuvälityksen suunnitteluun. Välityssuhteen laskemisessa on huomioitu rullan pintaan tuleva uretaanipinnoite, joka kasvattaa halkaisijan 70 mm:iin

$$i = \frac{d_1}{d_2} \frac{310 \text{ mm}}{70 \text{ mm}} = 4,42$$

(5)

3.2.3 Rullien vedon suunnittelu

Rullien veto välitetään suoraan pyöritysrollan akselilta, jolloin ei tarvitse sovittaa uutta moottoria jo valmiiksi ahtaaseen työntimen runkoon. Ketjupyörä halkaistaan keskeltä ja kiinnitetään pyöritysrollaan sorvattuun olakkeeseen, jolloin asennus onnistuu irrottamatta pyöritysrollan laakerointia. Työntimen rullien nivelpisteeseen asennetaan ketjupyörä bonfix -kiinnitysholkilla. Rullien nivelpisteen akselin välityksellä saadaan veto myös molempiin työntimen rulliin.



Kuvio 4. Ketjuvälityksen ketjupyörien keskilinja. (Ketjuluettelo Konaflex Oy, 6.)

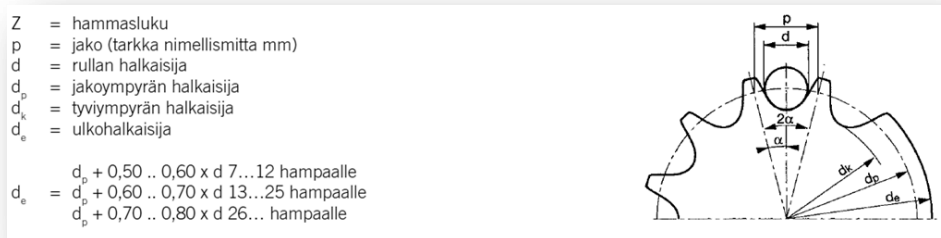
Kuvio 4 esittää asentoa, jossa ketjupyörien horisontaalinen asento on parhaimmillaan. Se ei saisi ylittää kuvassa näkyvää 60 asteen kulmaa, mutta jos vertikaalista käyttöä ei ole mahdollistava välttää, täytyy varmistaa vetopyörän riittävä hammaskosketus. Kuvioista näkyy myös tarvittava säätö, joka täytyy olla vähintään 1 prosentti ketjupyörien akselivälistä. Ketjupyörien hammasluvuiksi tulee valita standardiluettelosta pariton, mikäli se on mahdollista. Paras tulos saadaan aikaiseksi, jos ketjupyörien hammasluvut sekä ketjulenkkien lukumäärät ovat jaottomia, jolloin ketju kuluu tasaisemmin. Ketjun löysälle puolelle asennetaan ketjun kiristäjä, jonka kiristysvoima ei saa ylittää 10 prosenttia ketjun kireällä puolella vaikuttavasta käyttövoimasta. (Ketjuluettelo Konaflex Oy, 6–7.)

Selvitetään haluttu välityssuhde kaavasta (Blom 1999, 225)

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} \quad (6)$$

Valitaan pienen pyörän hammasluku z_1 ottaen huomioon suositukset

- aina kun mahdollista valitaan $z_1 \geq 17$
- keskiisuurelle tai suurelle ketjunopeudelle $z_1 \geq 21$
- pariton, jaoton hammasluku.



Kuvio 5. Ketjupyörän päämitat. (SKS Ketjupyörän mitoitus, [Viitattu 10.4.2010].)

Ensimmäisenä valitaan sopiva välityssuhde (i_{kok}), jotta saadaan pieni kehänopeusero työntimen rullan (d_1) ja pyöritysruulan (d_2) välille. Rullaputken valinnan yhteydessä selvitettiin pyöritystelan ja työntimen rullan välinen välityssuhde.

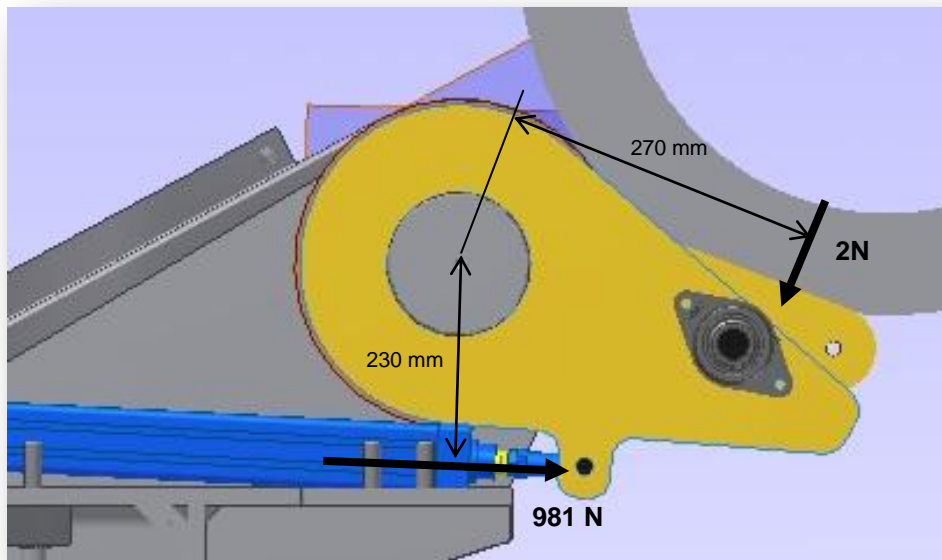
$$i_{kok} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{310 \text{ mm}}{70 \text{ mm}} = 4,42 \quad (7)$$

Valitaan alustavasti 08B-1 ketjukoko, joka tarkastetaan myöhemmin ketjuvalinnan kestävyuden kannalta. Isommaksi ketjupyöräksi valitaan $z_1=70$ ja saadaan välityssuhteen perusteella rullan ketjupyörän hammasluvuksi tällöin

$$z_2 = \frac{70}{4,42} = 15,84 \approx 15 \quad (8)$$

Kun pyöristetään tulos alaspäin, ketjupyörän jakohalkaisija pienenee ja tällöin saadaan rullan kehänopeus kasvamaan hieman suuremmaksi kuin mitä pyöritys-
rullan kehänopeus on, kuten haluttiinkin. Käytetään väliin tulevien ketjupyörien
hammaslukuina myös samaa 15:sta niin välityssuhde pysyy samana.

Rullaan aiheutuu sylinterien voimasta vierintävastus rullan pinnan ja teräslevyn
välille. Ketju mitoitetaan kitkavoiman perusteella ja valitaan valmistajien luetteloista
ketjuun vaikuttavan voiman perusteella. Rullien vaatima voima ratkaistaan kuvion
6 osoittaman voimien perusteella.



Kuvio 6. Työntimen rullaan kohdistuvat voimat.

$$2N = 981 N \cdot \frac{230 \text{ mm}}{270 \text{ mm}} \rightarrow N = 417,8 N \quad (9)$$

Rullan pintaan kohdistuva voima kerrotaan teräs/uretaani-liitoksen välisellä kitka-
kertoimella ja saadaan selville vaikuttava kitkavoima, joka vaikuttaa rullan pinnan
ja teräslevyn välissä. Kitkakerroin on kuivan teräs/uretaani-liitoksen välillä 1 (Kivi-
harju, 2010). Kitkavoima on siis $F_{\mu} = \mu \cdot N = 1 \cdot 417,8 N$. Seuraavaksi selvitetään,
minkälaisen momentin edellä laskettu voima aiheuttaa rullan keskipisteeseen sä-
teen suunnassa. $M = F_{\mu} \cdot r = 417,8 N \cdot 70 \text{ mm}/2 = 14\,623 \text{ Nmm}$. Lopuksi jaetaan

vielä saatu momentti pienimmän valitun ketjupyörän jakohalkaisijalla d_p ja saadaan selville tarvittava ketjuvoima.

$$F_{ketjuv.} = \frac{M}{d_p} = \frac{14\,623\, Nmm}{61,09\, mm} = 239,4\, N \quad (10)$$

Ketjuvoima tulee kertoa vielä lopuksi 2:lla, koska kuormitus välitetään molempiin rulliin samalla välityksellä. Ketjuvoimaksi saadaan siis $239,4\, N \cdot 2 = 478,8\, N$

Tarkastetaan, riittääkö aikaisemmin valitun 08B-1 ketjun vetolujuus kyseiselle kuormitukselle liitteestä 2, jossa kerrotaan sallitun jännityksen olevan 8000 N. Ketjuvälityksen varmuuskerroin tuli olla 8 (Isomäki, 2010), joten valitun kokoisella ketjulla päästään siis varmuuteen, $n = \frac{8000\, N}{478,8\, N} = 16,7$.

Voimaa välittävän ketjun pituus lasketaan kaavalla 11.

$$L = \frac{2C}{p} + \frac{T+t}{2} + \frac{Kp}{C} \quad (11)$$

jossa

L	on	ketjun pituus lenkkeinä
C	on	akseliväli mm
p	on	ketjun jako
T	on	suuremman ketjupyörän hammasluku
t	on	pienemmän ketjupyörän hammasluku
K	on	kerroin taulukosta 3

Taulukko 3. Tekijä K T- t:n funktiona. (SKS- ketjukäytöt 4.)

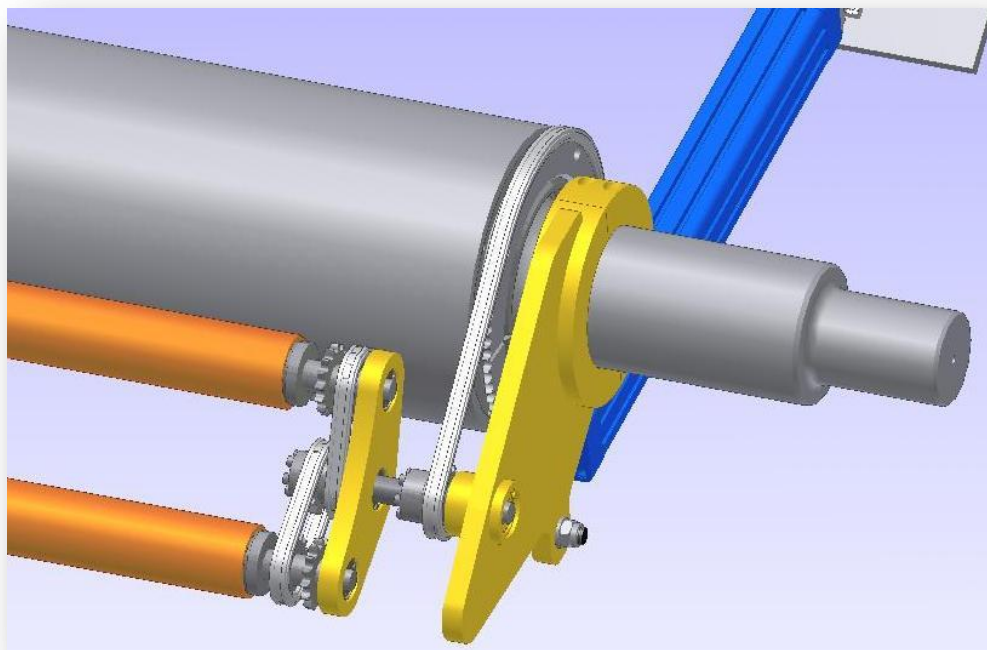
T-t	K	T-t	K	T-t	K	T-t	K	T-t	K	T-t	K	T-t	K	T-t	K		
1	0	11	3	21	11	31	24	41	43	51	66	61	94	71	128	81	166
2	0	12	4	22	12	32	26	42	45	52	68	62	97	72	131	82	170
3	0	13	4	23	13	33	28	43	47	53	71	63	101	73	135	83	175
4	0	14	5	24	15	34	29	44	49	54	74	64	104	74	139	84	179
5	1	15	6	25	16	35	31	45	51	55	77	65	107	75	142	85	183
6	1	16	6	26	17	36	33	46	54	56	79	66	110	76	146	86	187
7	1	17	7	27	18	37	35	47	56	57	82	67	114	77	150	87	192
8	2	18	8	28	20	38	37	48	58	58	85	68	117	78	154	88	196
9	2	19	9	29	21	39	39	49	61	59	88	69	121	79	158	89	201
10	3	20	10	30	23	40	41	50	63	60	91	70	124	80	162	90	205

$$L = \frac{2 \cdot 270 \text{ mm}}{12,70 \text{ mm}} + \frac{53 + 24}{2} + \frac{21 \cdot 12,70 \text{ mm}}{270 \text{ mm}} = 82,02$$

Ketjulenkkien lukumäärän valinnassa tulee huomioida, ettei käytetä parittomia lenkkilukuja. Kun lenkkien lukumäärä on pariton, niin joudutaan käyttämään supistettua lenkkiliitosta, joka vähentää ketjun murtolujuutta 20 prosenttia. (SKS ketjukäytöt 4, 4.)

Seuraavaksi selvitetään rullien vetoon tarvittavan ketjun pituus aikaisemmin käytetyllä kaavalla 11. Ketjun akseliväli saadaan 3D-kuvasta.

$$L = \frac{2 \cdot 94,868 \text{ mm}}{12,70 \text{ mm}} + \frac{17 + 13}{2} + \frac{0 \cdot 12,70 \text{ mm}}{94,868 \text{ mm}} = 29,94$$



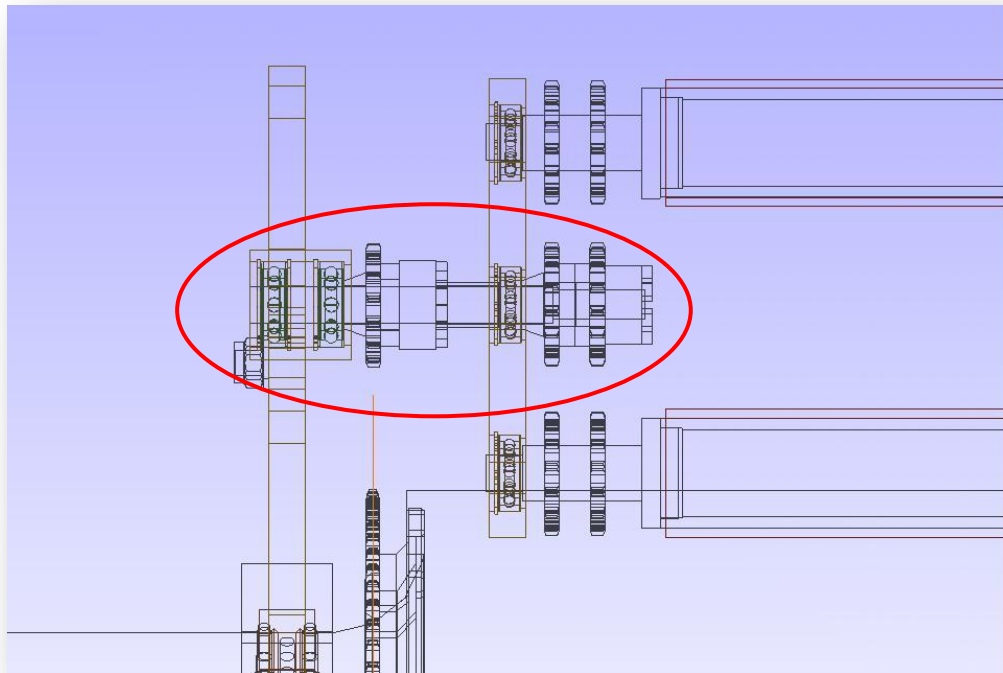
Kuvio 7. Ketjuvälityksen toteutus.

Ketjuvälityksessä siis käytetään 08B- ketjua, jonka pituudet ovat 82 ja 30 lenkkiä. Ketjupyörinä käytetään hammasluvuiltaan 70 ja 15 olevia pyöriä.

3.2.4 Rullien telipisteen laakerointi

Oikean laakerointitavan valinta on tärkeää kun suunnitellaan pyörivien koneenosien tuentaa. Valintaan vaikuttavia tekijöitä ovat muun muassa kuormitustilanne, tilantarve, ympäristöolosuhteet, huollon järjestäminen sekä kustannukset. (Airila ym. 1997, 417.)

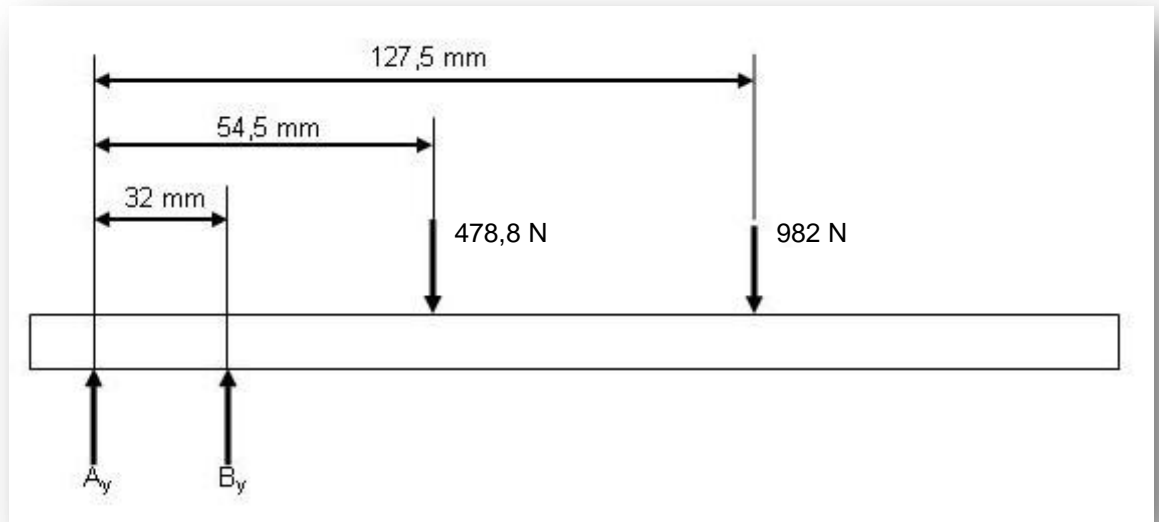
Rullien telipisteeseen valittiin laakerit laakerin koon perusteella. Tärkein mitoituseseen liittyvä seikka oli saada laakerointi mahtumaan holkkiin siten, että se mahtuu vielä kääntymään pyöritysrunnon rungon taakse. Kuviossa 8 on esitetty telipisteen laakerointi kääntyvään runko-osaan nähden.



Kuvio 8. Laakerien sijoittelu telipisteessä.

Telipisteen akselia kuormittavia voimia ovat ensiövedon ketjukuorma 478,8 N sekä paineilmasylinterin työntövoima 982 N. Sylinterin työntövoima kuormittaa akselia telilevyn laakerin kohdalta ja ensiövedon ketjukuorma kuormittaa laakerointipistei-

den välissä olevan ketjupyörän kohdalta. Kuviossa 9 on kyseisen akselin voimat esitettyinä vapaakappalekuvion muotoisesti.



Kuvio 9. Telipisteen kuormitusten vapaakappalekuvio.

Laakerin B säteisvoima voidaan laskea kirjoittamalla momenttitasapainoyhtälö laakerin A vaikutuspisteen ympäri

$$982 \text{ N} \cdot 127,5 \text{ mm} + 478,8 \text{ N} \cdot 54,5 \text{ mm} - B \cdot 32 \text{ mm} = 0 \quad (12)$$

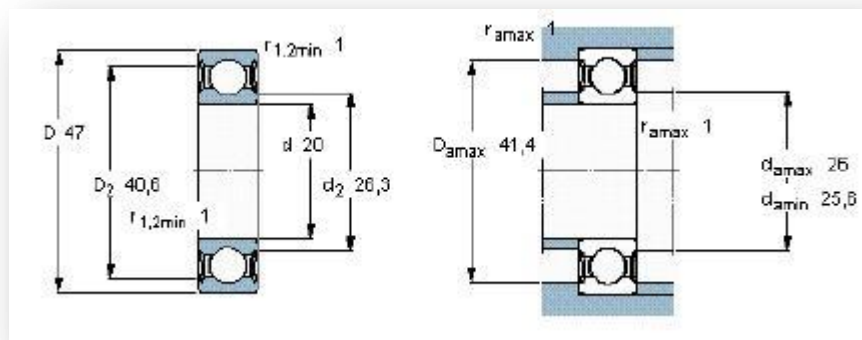
$$B = 4728,1 \text{ N}$$

Kun laakerin B säteisvoima on ratkaistu momenttitasapainoyhtälöstä x, voidaan laakerin A säteisvoima ratkaista kirjoittamalla voimatasapainoyhtälö x

$$A + B - 478,8 \text{ N} - 982 \text{ N} = 0 \quad (13)$$

$$A = -3267,3 \text{ N}$$

Esivalitaan laakeriksi SKF:n yksirivinen urakuulalaakeri 6204-2RSL, jonka päämitat on esitetty kuviossa 10



Kuvio 10. Yksirivinen urakuulalaakeri 6204-2RSL. (SKF, [Viitattu 15.4.2010].)

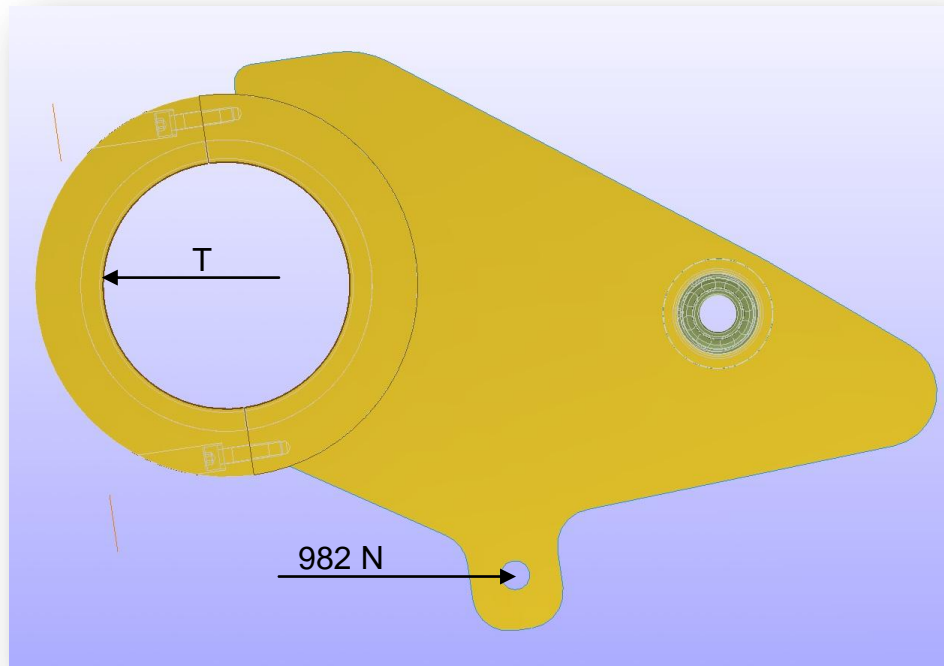
Laakerin lopullinen valinta tarkastetaan muutamien toimittajan ilmoittamien ohjeiden perusteella. Näitä ovat muun muassa laakerin nimelliskestoikä L_{10h} , dynaaminen kantavuusluku C .

Taulukko 4. Nimelliskestoajat. (Airila ym. 1997, 451.)

Konelaji	L_{10h} käyttötuntia
kotitalous- ja maatalouskoneet, kojeet, lääketieteelliset laitteet	300... 3000
lyhytaikaisesti tai ajoittain käyvät koneet, sähkökäyttöiset käsityökalut, nostolaitteet, rakennuskoneet	3000... 8000
lyhytaikaisesti tai ajoittain käyvät koneet, joilta vaaditaan suuri käyttövarmuus: hissit, kappaletavaranosturit	8000... 12 000
8 h koneet, joita ei aina käytetä täydellä teholla: tavalliset hammasvaihteet, kiinteät sähkömoottorit, murskaimet	10 000... 25 000
8 tunnin käytön koneet, joita käytetään täydellä teholla: työstökoneet, puuntyöstökoneet, ilmanvaihtopuhaltimet, hihnakuljettimet, kirja-painokoneet, separaattorit, lingot, kappaletavaranosturit	20 000... 30 000
24 h jatkuvan käytön koneet: valssaimien vaihteet, keskikokoiset sähkökoneet, kompressorit, kaivohissit, pumput, tekstiilikoneet	40 000... 50 000
vesilaitosten koneet, pyörivät uunit, kaapelinkertauskoneet, valtamerialusten käyttökoneet	60 000... 100 000
24 h käytön koneet, joilta vaaditaan suuri käyttövarmuus: selluloosa- ja paperikoneet, isot sähkökoneet, voimaloiden koneet, kaivosten pumput, ilmanvaihtopumput, valtamerialusten potkurien laakerit	≈ 100 000

3.2.5 Liukulaakerin suunnittelu

Liukulaakerin suunnittelun lähtötietoina tulee tietää konstruktion kuormitus, liukunopeus, liikkeen muoto, ympäristö ja voitelu. Lisäksi huomioitavia seikkoja ovat käyttöikä, kitka, paino, hinta, standardit sekä vastinpinnan kovuus ja pinnankarheus. (Airila ym. 1997, 469.)



Kuvio 11. Työntimen laipan kuormitus.

Työntimen laakerin kuormitus on vastavoimana sylinterin työvoimalle, joka on siis 982 N. Tietyssä asennossa työntövoima on lähes samalla linjalla tukivoiman kanssa, joten laakeria kuormittava maksimi säteisvoima on sama 982 N.

Lasketaan pv-arvo ja valitaan materiaali seuraavilla arvoilla (Blom ym. 1999,186)

F	on	laakerin kuormitus	982 N
d	on	laakerin sisähalkaisija	135 mm
b	on	laakerin pituus	30 mm

s	on	laakerin seinämävahvuus	10 mm
v	on	liukunopeus	0,3 m/s

Lasketaan laakeriin kohdistuva keskimääräinen pintapaine p:

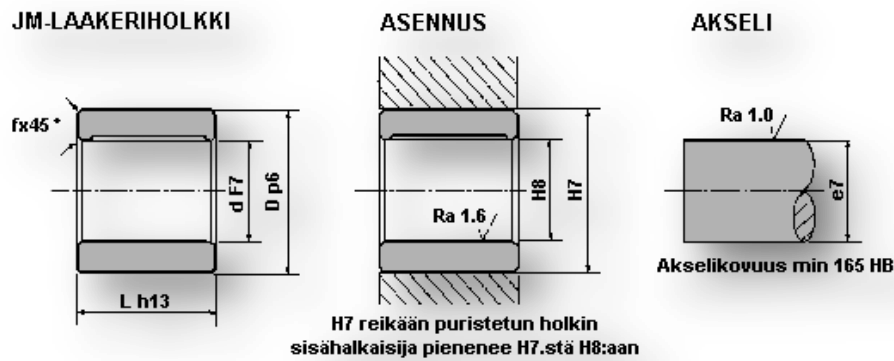
$$p = 982 \text{ N} / (135 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}) = 0,24 \text{ N/mm}^2$$

$$pv = (0,24 \text{ N/mm}^2) \cdot (0,3 \text{ m/s}) = 0,072 \text{ (N/mm}^2) \cdot (\text{m/s})$$

Useimmille pronssilaaduille sallitaan pv-arvoksi $1,75 \text{ (N/mm}^2) \cdot (\text{m/s})$, joten on nähtävissä, että tässä tapauksessa kuormitus ja nopeus arvot ovat sallituissa rajoissa (Johnson-metal 2010).

Vastapinnan materiaalina on pyöritysrullan olakepinta, joka on valmistettu materiaalista PYÖRÖ Ø300 S355/IMATRA520. Toimittaja ilmoittaa kyseisen materiaalin pinnan Brinell-kovuudeksi 175 HBW. Johnson metallin (2010) mukaan vastapinnan materiaalin tulisi olla vähintään 100 HB kovempi kuin pronssi ja pinnan karheuden arvo pitää olla pienempi kuin 1 Ra, eli pronssilaakerin kovuus tulisi olla tässä tapauksessa enintään 75 HB.

Vaihtoehtoisia materiaaleja löytyy Johnson metallin (2010) valikoimista muun muassa tinapronssi, punametalli, lyijytinapronssi sekä alumiinipronssi. Tässä tapauksessa pintapaine ja liukumisnopeus ovat niin pieniä, että kaikki edellisistä vaihtoehdoista ovat sopivia. Kun otetaan huomioon telan pinnan kovuus, voidaan todeta sopivimmiksi materiaaleiksi punametalli, tinapronssit sekä lyijytinapronssit, joiden sallitut pintapaineet ja liukumisnopeudet löytyvät liitteestä 3. Kun liukumisnopeus on pienempi kuin 0,7 m/s, suositellaan käytettäväksi voiteluaineksi kiinteää rasvaa, molybdeenisulfidia ja grafiittia (Blom ym. 1999, 192).



Kuvio 12. Toleranssit ja suositukset laakeripesille ja akselleille. (Johnson metall, [Viitattu 2.3.2010].)

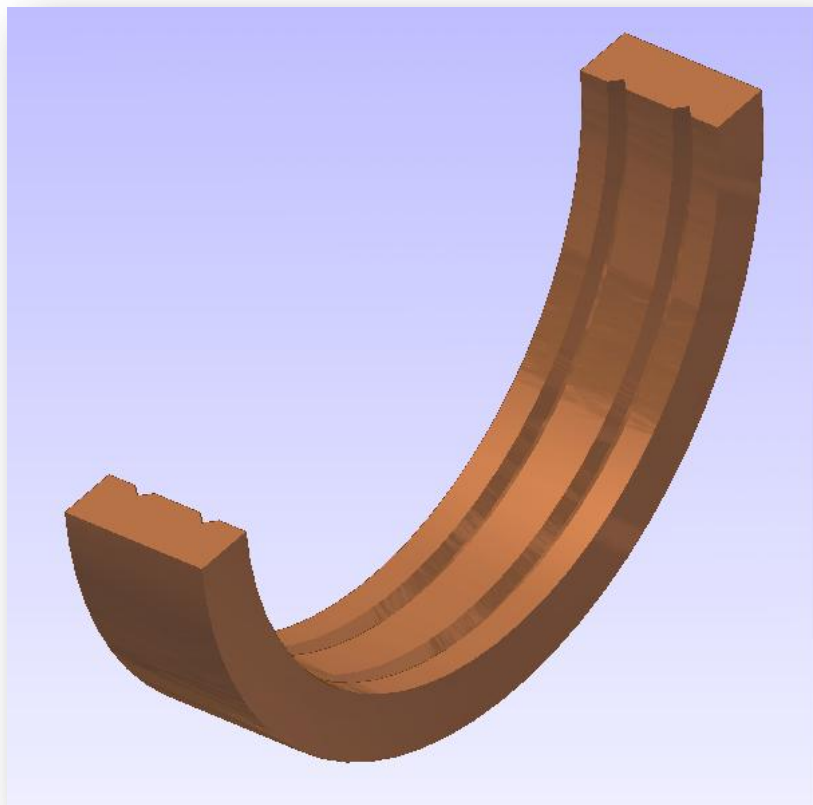
Kuviosta 12 selviää toimittajan eli Johnson metallin vaatimat toleranssit ja suositukset laakeripesien ja akselien toleransseille. Akselin halkaisija laakerin kohdalta on 135 mm, jolloin toleranssiksi tulisi $135 e7 \left(\frac{-0,085}{-0,125} \right)$. Kuitenkin pyöritysruulan laakerointipiste on samalla olakkeella, joten ei muuteta aikaisemmin määriteltyä h8-toleranssia lainkaan.

Pienellä liukunopeudella kulkevalla ja edestakaisessa liikkeessä olevalla liukulaakerilla tulisi laakerivällyksen olla 0,05–0,1 prosenttia akselin halkaisijasta öljyvoideltuna. Rasvavoideltuna tulee vällyksen olla 2–3-kertainen öljyvoideltuun verrattuna. (Blom ym. 1999, 190.)

Täten vaadittava välly 135 mm holkille on: $135 \text{ mm} - 135 \text{ mm} \cdot 0.997 = 0,4 \text{ mm}$. Kun akselin toleranssi on h8 ja eromitaksi halutaan vähintään 0,4 mm, valitaan reiän toleranssiksi $\varnothing 135 \left(\frac{+0,40}{+0,34} \right)$.

Alkuperäisessä suunnitelmassa laakerien säteittäinen pyöräminen estettiin valmistamalla toisesta laakerin ulkohalkaisijasta hieman suurempi, jolloin se pysähtyy vastakkaisen puolen olakkeeseen ja näin ollen ei siis pääse pyörimään. Tämä ratkaisu muutettiin hieman yksinkertaisempaan, sillä tuon alkuperäisen muodon valmistaminen oli liian monimutkainen. Lopullisessa ratkaisussa pyöräminen lukittiin tapittamalla laakeripesä ja laakeri toisiinsa, jolloin laakeri voidaan valmistaa sor-

vaamalla ja laakeripesään voidaan koneistaa sisäpuoliset muodot vasta hitsauksen jälkeen. Lopuksi molemmat osat halkaistaan säteen suuntaisesti. Valitusta materiaalista johtuen laakerin täytyi tehdä voitelu-urat, joiden muoto näkyy kuvios-
ta 13 (Blom ym. 1999,189).

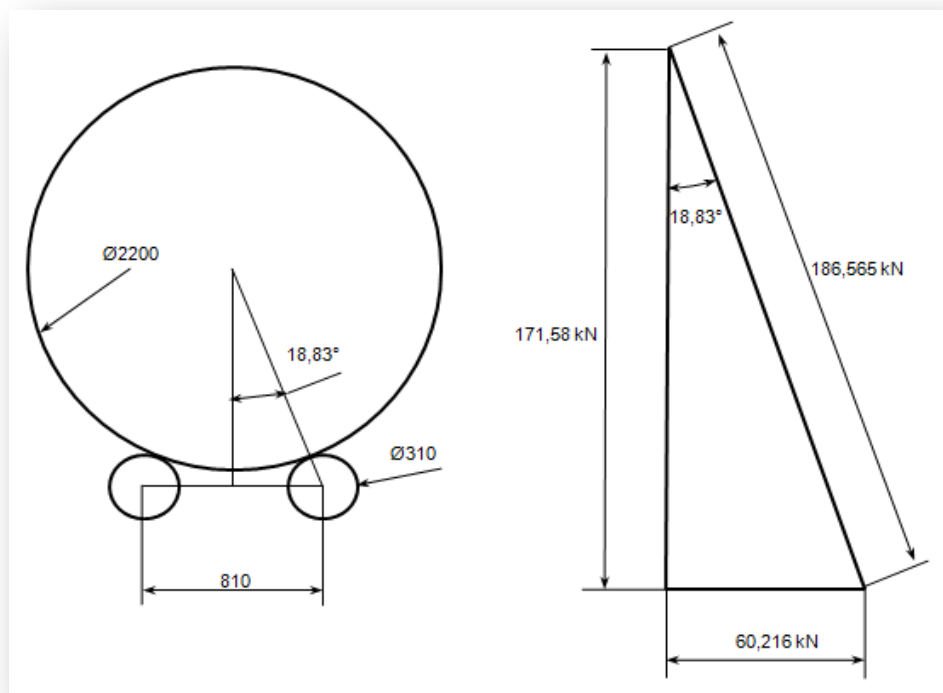


Kuvio 13. Halkaistu liukulaakeri.

4 PYÖRITYSRULLASTON TARKASTELU

Uuden työntimen vuoksi pyöritysrullien runkoa täytyy leventää 100 mm ja näin myös laakerointipisteet menevät etäämmälle toisistaan. Tämän johdosta tehdään uusi tarkastelu rungolle ja telalle, josta nähdään, miten levitys vaikuttaa niiden kestävyys. Käytämme avuksi Varalan (2009) opinnäytetyötä, jossa hän on tarkastellut näitä kyseisiä asioita.

4.1 Pyöritysrullaan aiheutuvat kuormitukset



Kuvio 14. Teräskelan aiheuttamat resultanttivoimat. (Varala 2009, 7.)

Teräskelan painosta, $36\,000 \text{ kg}$, aiheutuva voima suoraan alaspäin voidaan laskea kaavalla 16 (Varala 2009, 7).

$$F = m \cdot a \quad (14)$$

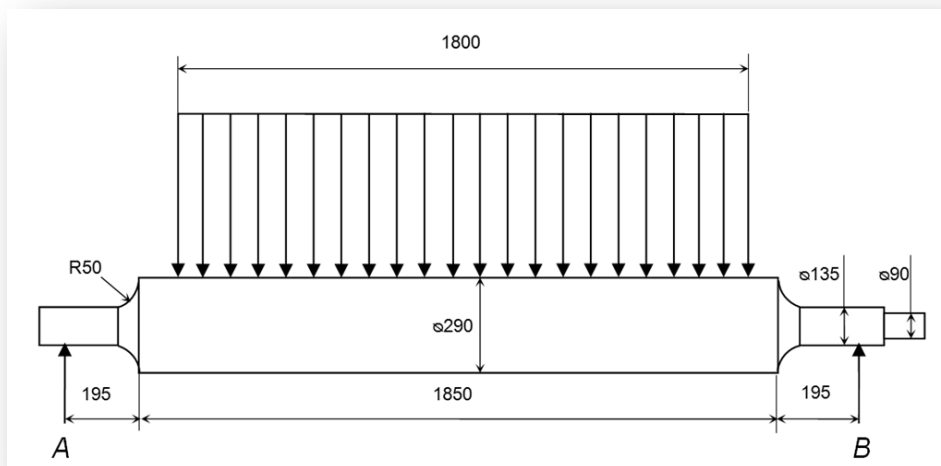
$$36000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 353160 \text{ N}$$

Tukipisteinä toimii kaksi pyöritysrollaa, joten rullasta aiheutuva kuormitus voidaan jakaa tasan näille kahdelle rullalle. Jaettu voima puolestaan jakautuu tasaisesti akseleiden suuntaisiksi voimiksi alaspäin suuntautuvan voiman resultanttivoimana. (Varala 2009, 7.)

$$F_y = \frac{353160 \text{ N}}{2} = 176580 \text{ N} \quad (15)$$

$$F_x = \tan 18,83^\circ \cdot 176580 \text{ N} = 60216 \text{ N} \quad (16)$$

$$F_{result.} = \sqrt{(176580^2 + 60216^2)} \text{ N} = 186565 \text{ N} \quad (17)$$



Kuvio 15. Pyöritysrollan vapaakappalekuvio muutoksien jälkeen.

Tässä tilanteessa vapaakappalekuvio on muuttunut alkuperäisestä tilanteesta siten, että rullan tukipisteet siirtyvät 50 mm ulommas rullan keskipisteeseen nähden. Uudeksi tukipisteeksi tulee nyt 195 mm rullan uretaanipinnan päättymiskohdasta.

4.2 Pyöritysrullan väsymislujuusmitoitus

Varalan (2009, 15) työssä on kerrottu jännityshuippujen kohdistuvan rullan pyöritysten ja kevennysten kohdalle, joissa taivutusmomentti on suurin. Tällaisten kohtien mitoittamiseksi on määrättävä ensin kohdan lovenvaikutuksen aiheuttama jännityshuippu, jota sen jälkeen verrataan kyseisen materiaalin väsymislujuuteen.

Tarkastellaan siis telassa olevaa pyöritystä R50, joka on nyt 145 mm + 50mm = 195 mm etäisyydellä laakerista, koska laakerien kiinnityspisteet ovat siirtyneet 50 mm ulommas rungon levittämisen johdosta.

Teräskelasta aiheutuva kuorma on jakautunut tasaisesti molemmille laakereille, joten yhteen laakeriin aiheutuva kuorma on siis

$$A = B = \frac{186565 \text{ N}}{2} = 93282,5 \text{ N} \quad (18)$$

Loven alkupisteeseen aiheutuva taivutusmomentti on

$$M_A = M_B = 93282,5 \text{ N} \cdot 0.145 \text{ m} = 13526 \text{ Nm} \quad (19)$$

Teräskelasta aiheutuva taivutusmomentti on puhdasta vaihtokuormitusta. Pyöritysrullaan kohdistu myös vääntömomentti, joka on tasaista kuormitusta ja sen aiheuttaa sähkömoottori, joka pyörittää rullaa. Moottorin maksimi vääntömomentti on 2204 Nm. (Varala 2009, 15.)

Seuraavaksi ratkaistaan telan momenteja vastaavat vääntö- ja taivutusjännitykset. Telan taivutus- ja vääntövastukset lasketaan kaavoista 22 ja 23

$$W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 135^3 \text{ mm}^3}{32} = 241547 \text{ mm}^3 \quad (20)$$

$$W_v = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 135^3 \text{ mm}^3}{16} = 483094 \text{ mm}^3 \quad (21)$$

Taivutusjännitys

$$\sigma_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{13526 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{241547 \text{ mm}^3} = 56 \text{ MPa} \quad (22)$$

Vääntöjännitys

$$\tau_v = \frac{M_v}{W_v} = \frac{2204 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{483094 \text{ mm}^3} = 4,56 \text{ MPa} \quad (23)$$

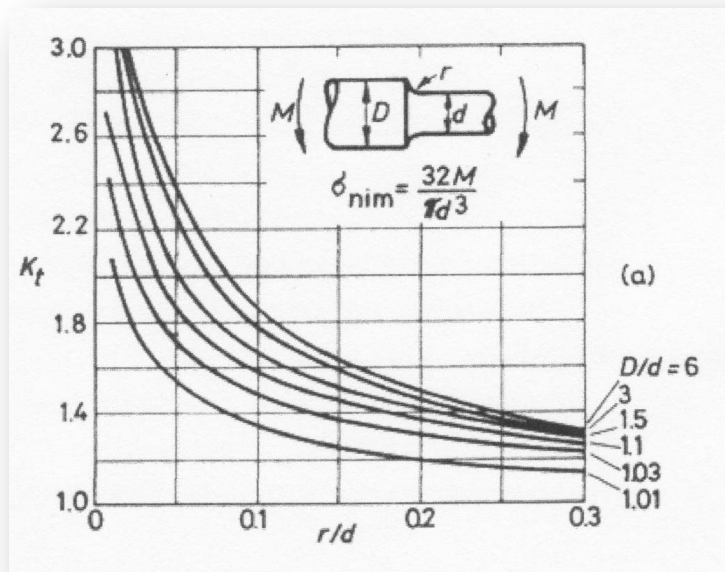
Yhdistetty von Mises jännitys

$$\sigma_{yhd.} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_v^2} = \sqrt{56^2 + 3 \cdot 4,56^2} \text{ MPa} = 56,2 \text{ MPa} \quad (24)$$

Otetaan huomioon vielä olakkeen pyörityksestä aiheutuva lovenvaikutusluku, joka riippuu materiaalista, kuormitustilanteesta ja rakenteen poikkileikkauksesta. Loven vaikutusluku lasketaan kaavalla 27.

$$K_t = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad (25)$$

Jossa	q	on	materiaalin loviherkkyysluku (rakenneteräs 0,6...0,8)
	K _t	on	loven muotoluku (kuvasta 16)



Kuvio 16. Lovenmuotoluku. (Varala 2009, 17.)

$$D/d = 290/135 = 2,1$$

$$r/d = 50/135 = 0,37$$

$$K_t \approx 1,3$$

$$K_f = 1 + 0,7 * (1,3-1) = 1,21$$

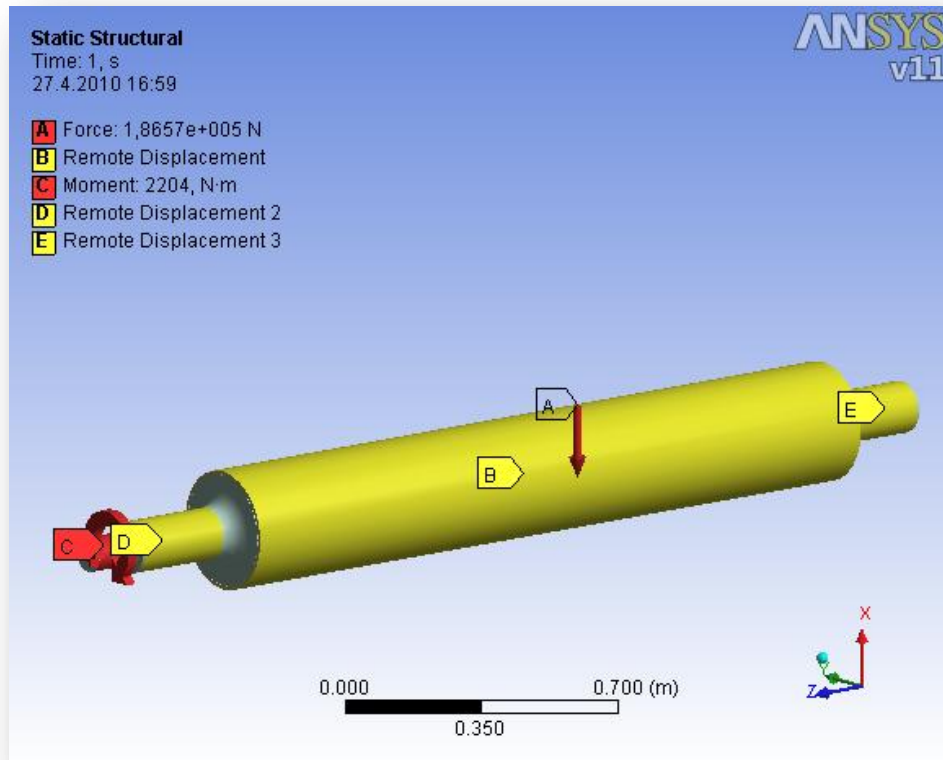
Loven vaikutuksesta pyöritysrullassa suurin jännitys nousee arvoon.

$$\sigma_{\text{yhdred}} = K_f * \sigma_{\text{yhd}} = 1,21 * 56,2 \text{ MPa} = 68 \text{ MPa} \quad (26)$$

4.3 Pyöritysrullan lujuuden analysointi

Pyöritysrullalle tehtiin vielä lujuusanalysointi Ansys- ohjelmalla. Rullan vaikuttavat voimat tulevat teräskelan painosta ja sähkömoottorin väännöstä. Rullan pintaan tehtiin Autodesk Inventor- ohjelmalla kapea tasainen pinta. Tähän pintaan määritettiin analyysissä teräskelasta aiheutuva kuormittava voima. Analyysit tehtiin Pesimal Oy:n lujuuslaskijan Matti-Pekka Isomäen avustuksella.

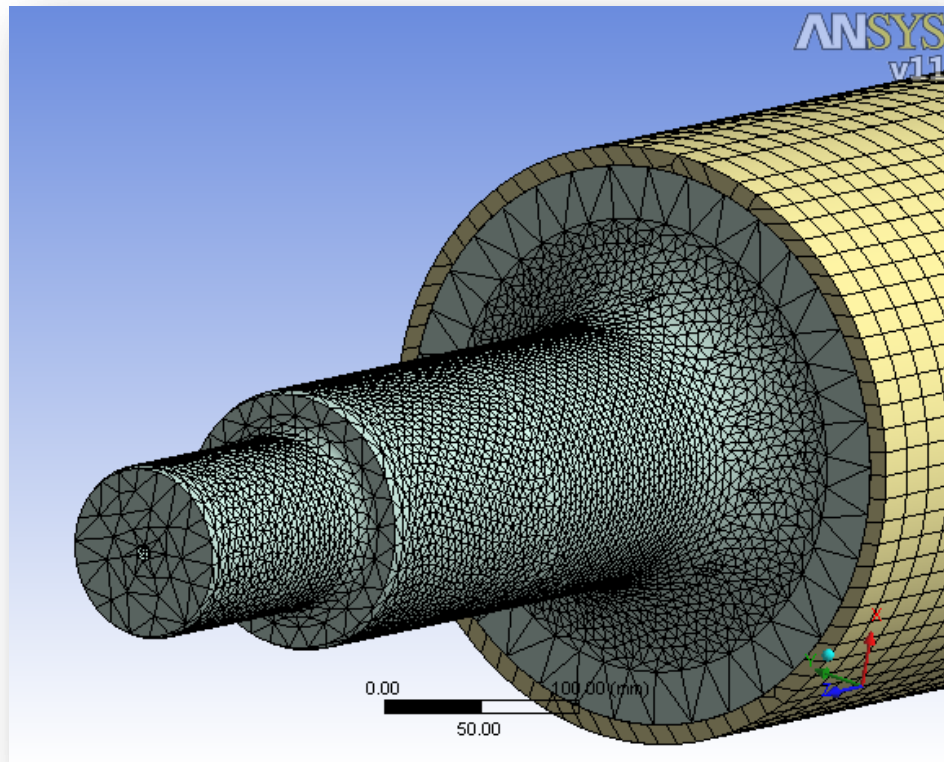
4.3.1 Pyöritysrollaa kuormittavat voimat



Kuvio 17. Pyöritysrollaan kohdistuvat voimat ja tukipisteet.

Teräskelasta aiheutuva kuormittava voima näkyy kuviossa 17 merkinnällä A, joka on 186570 N. Voima kohdistuu tasaiselle 16 mm:in levyiselle alueelle, joka on koko uretaanipinnan pituinen. Voima C kuvaa sähkömoottorin aiheuttamaa vääntökuormitusta ja on suuruudeltaan moottorin maksimi vääntömomentti 2204 Nm. Merkintä B on tukivoima, joka vastaa kuormitukseen koko uretaanipinnan vaipan suuruisella alueella. D on laakerin tuentavoima, joka ottaa vastaan sekä aksiaalisen, että radiaalisen voiman. E on myös laakerin tukivoima, mutta se ottaa vastaan vain radiaalista voimaa.

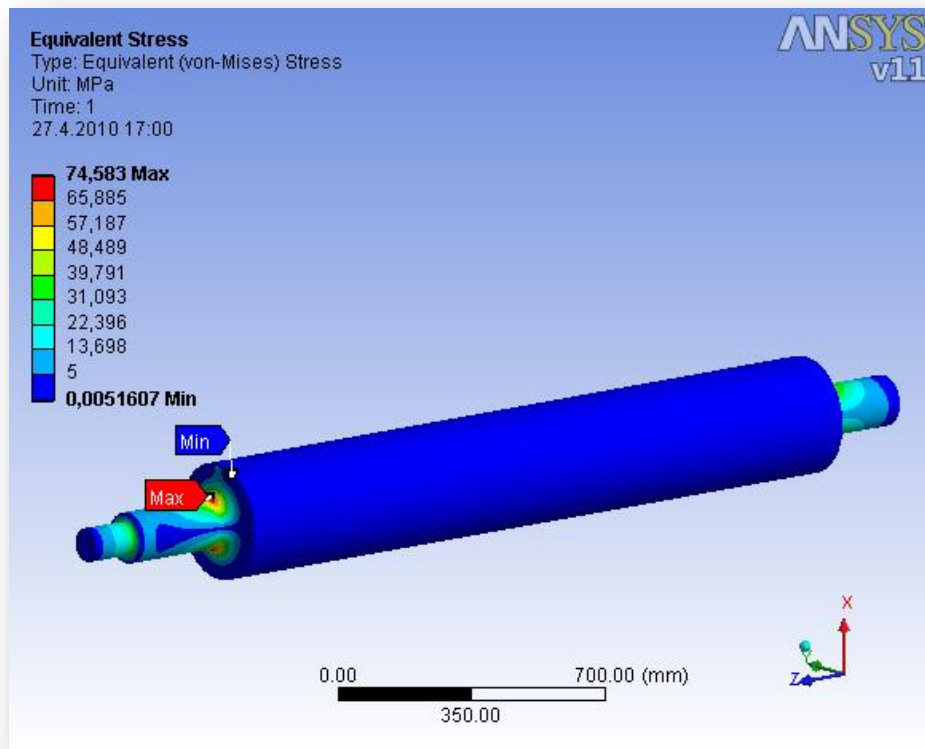
4.3.2 Analyysin elemettiverkko



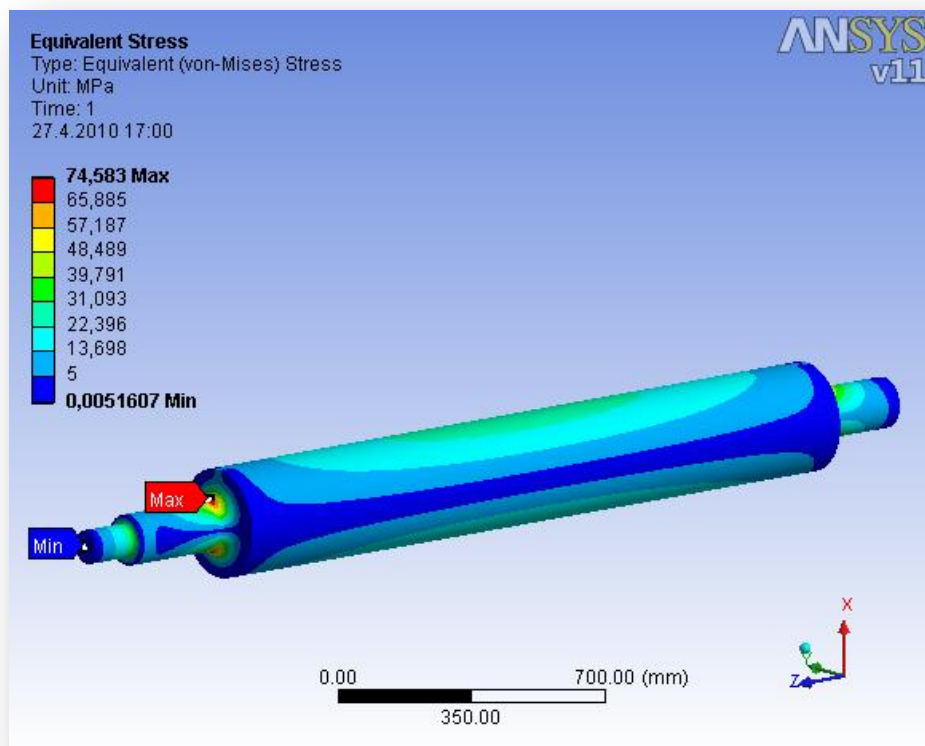
Kuvio 18. Pyöritysruulan verkotus.

Uretaanipinnan verkotukseen käytettiin verkkoa, jonka koko on 25 mm:ä. Yleisesti koko teräksisen osan verkotukseen käytettiin myös 25 mm:ä, mutta olakkeiden tasaiset vaipat ja pyöritykset verkotettiin 8 mm:in verkolla. 8 mm:in verkkoa käytettiin sillä oli jo valmiiksi tiedossa, että kyseisiin kohtiin tulee suurimmat jännityshuiput.

4.3.3 Suurin jännitys ja siirtymä

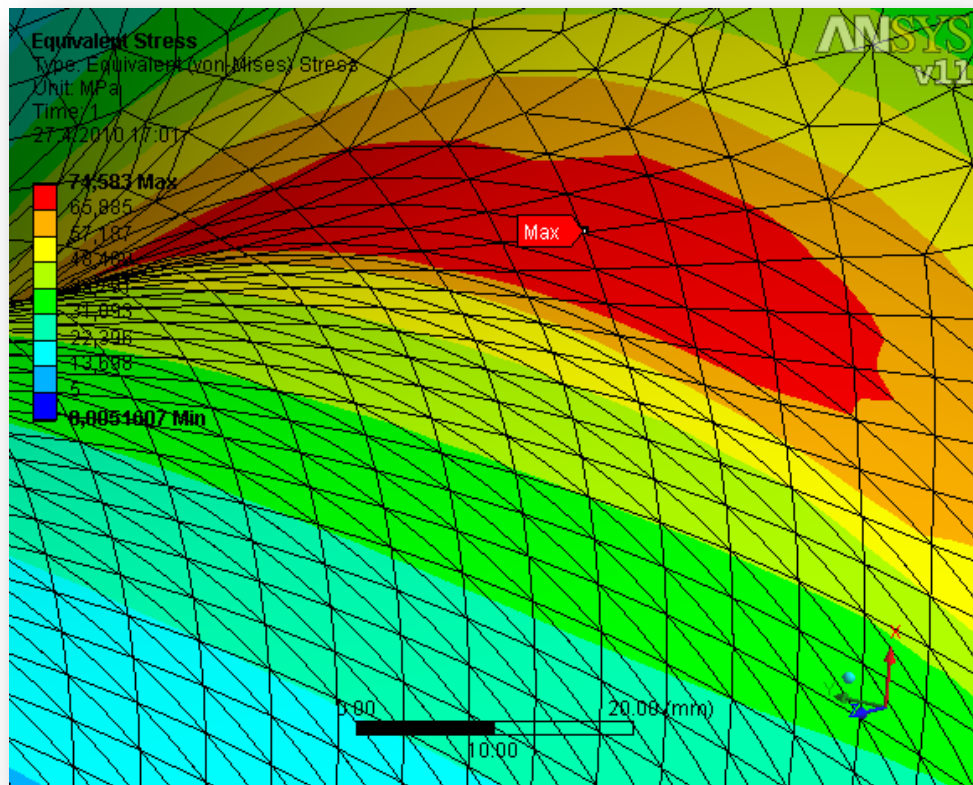


Kuvio 19. Pyöritysrollan suurin jännitys uretaanipäällysteellä.



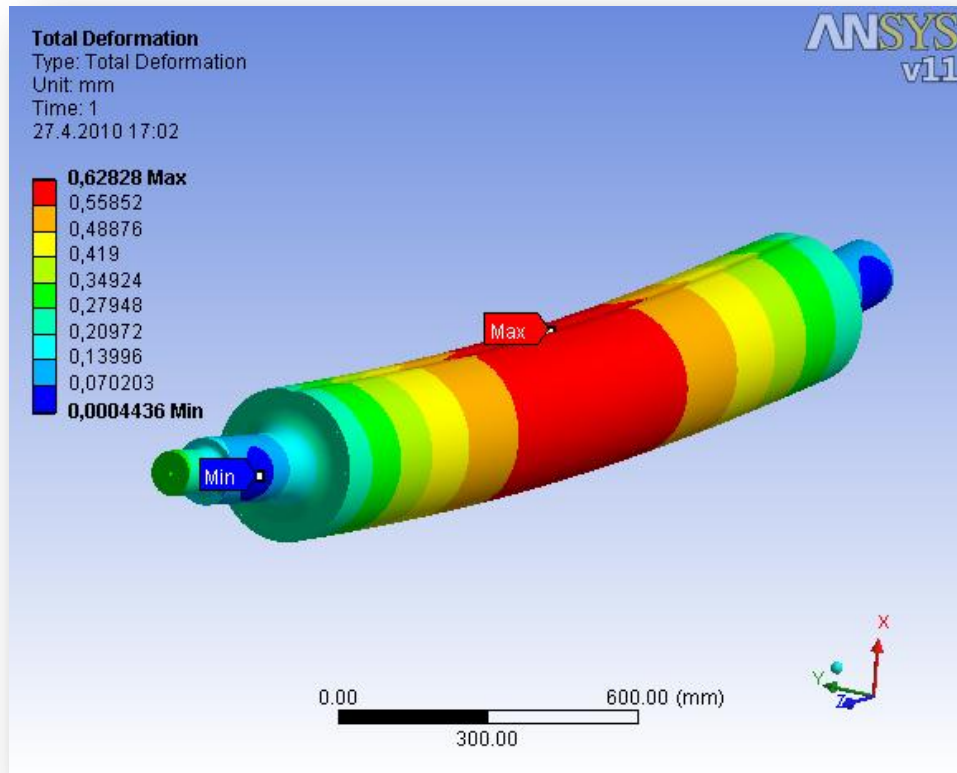
Kuvio 20. Pyöritysrollan suurin jännitys ilman uretaanipäällystettä.

Kuviossa 19 on esitetty pyöritysrullan uretaanipäälysteen suurimmat jännitykset, joka on vain noin 3- 5 MPa. Kuviossa 20 näkyy pelkästään teräksisen osan suurimmat jännitykset. Kuvioista selviää, että suurin jännityshuippu kohdistuu juuri sille alueelle johon kappaleessa 4.2 saatiin laskemalla yhdistetyksi jännitykseksi 68 MPa. Analyysi antoi suurimmaksi jännitykseksi 74,5 MPa. Kuviossa 21 on vielä esitetty paikallisesti suurin jännitys, joka kohdistuu rullaan.



Kuvio 21. Pyöritysrullan suurin jännitys paikallisesti.

Kuviossa 22 on esitetty suurin taipuma, joka on suuruudeltaan 0,63 mm ja sijaitsee rullan keskikohdassa.



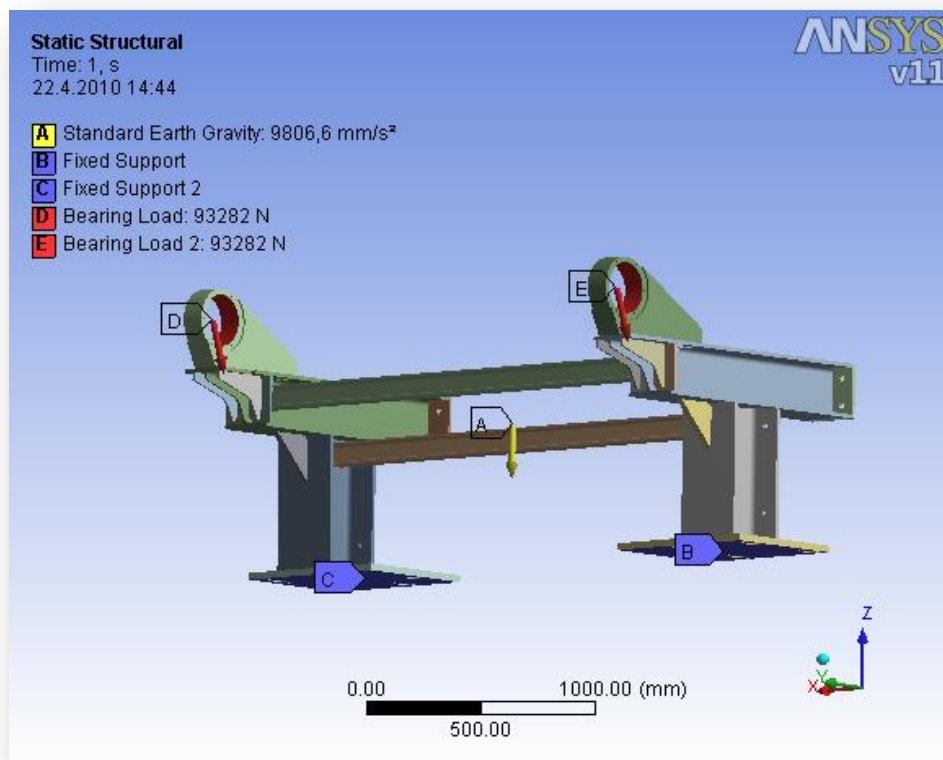
Kuvio 22. Pyöritysrullan kokonaissiirtymä.

4.4 Rungon lujuuden analysointi

Myös pyöritysrollan rungolle tehtiin muutoksien jälkeen lujuusanalyysi Ansys -ohjelmalla. Voimat välittyvät pyöritysrollan laakerointipisteiden kautta runkoon ja kuormittava voima on sijoitettu rollan keskikohtaan aksiaalisesti katsottuna.

4.4.1 Runkoa kuormittavat voimat

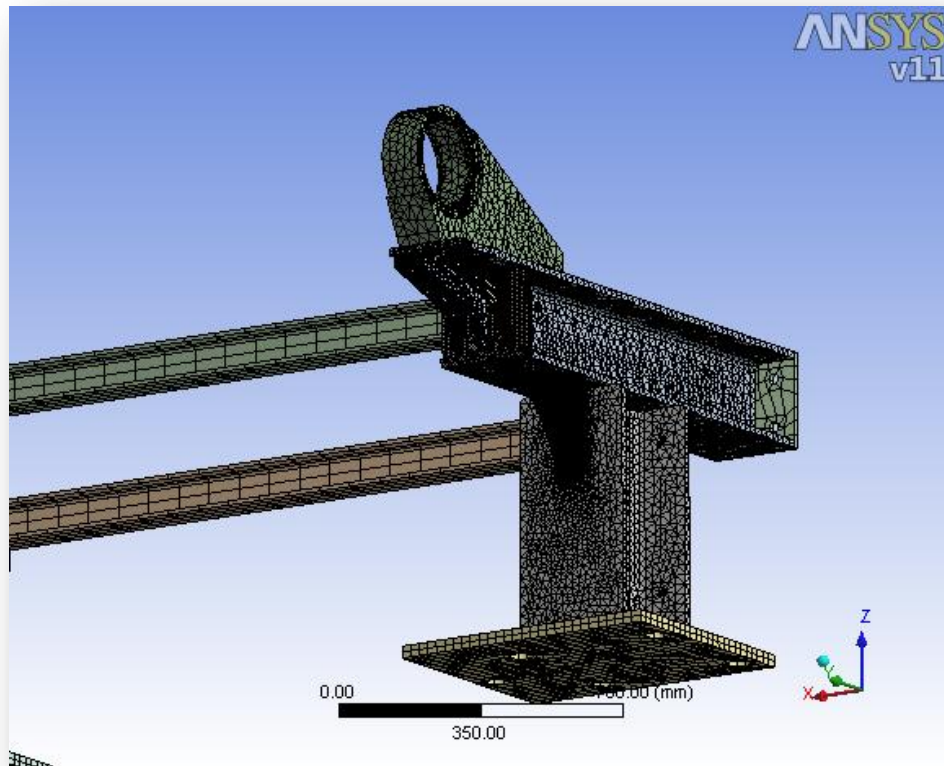
Runkoa kuormittavat voimat näkyvät kuviossa 23. Laakereihin kohdistuvia kuormia kuvataan merkeillä E ja D. Kuormat muodostuvat teräskelan resultanttikuormituksesta, joka on jaettu kahdella. Runkoon kohdistuu myös voima A, joka kuvaa maan vetovoimaa. Runko on tuettu kiinteillä tukipisteillä B ja C, jotka ovat koko pohjalevyjen kokoisia tukipisteitä.



Kuvio 23. Pyöritysrollan runkoon kohdistuvat voimat.

4.4.2 Käytetty elementtiverkko

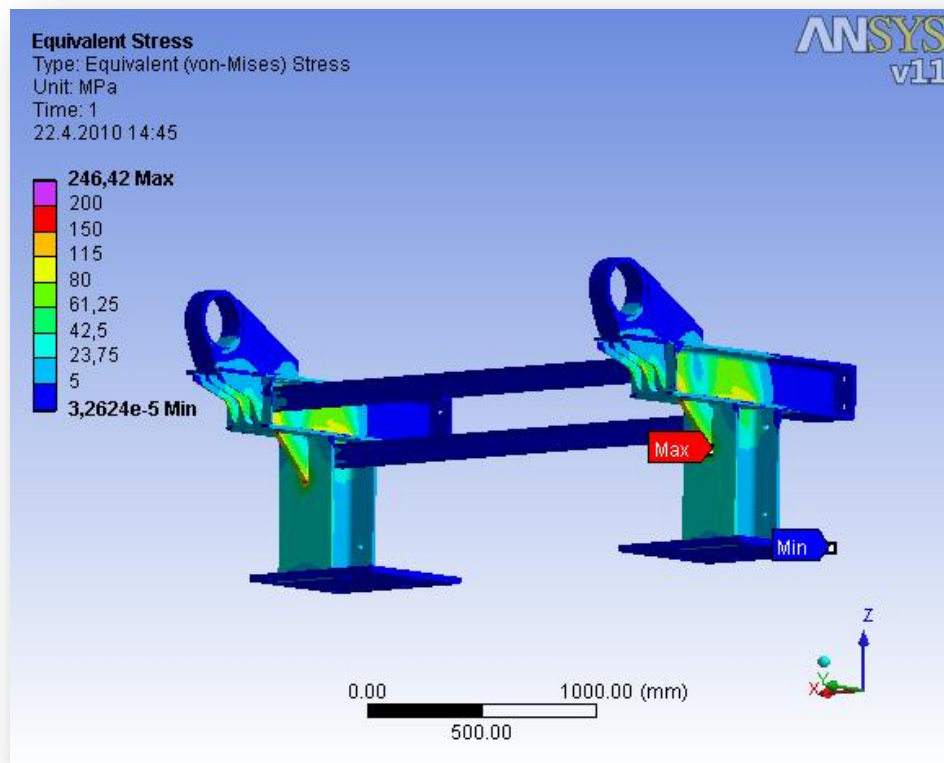
Kuviossa 24 on esitetty analyysissä käytetty elementtiverkko. Rungon eri kohdissa käytettiin erikokoisia verkotuksia, sillä haluttiin varmistaa jännitysten oikea ilmeneminen riittävän tarkan verkotuksen avulla. Alueella, jossa havaittiin suurin jännitys, muutettiin verkon kokoa vielä lopuksi 4 mm:iin.



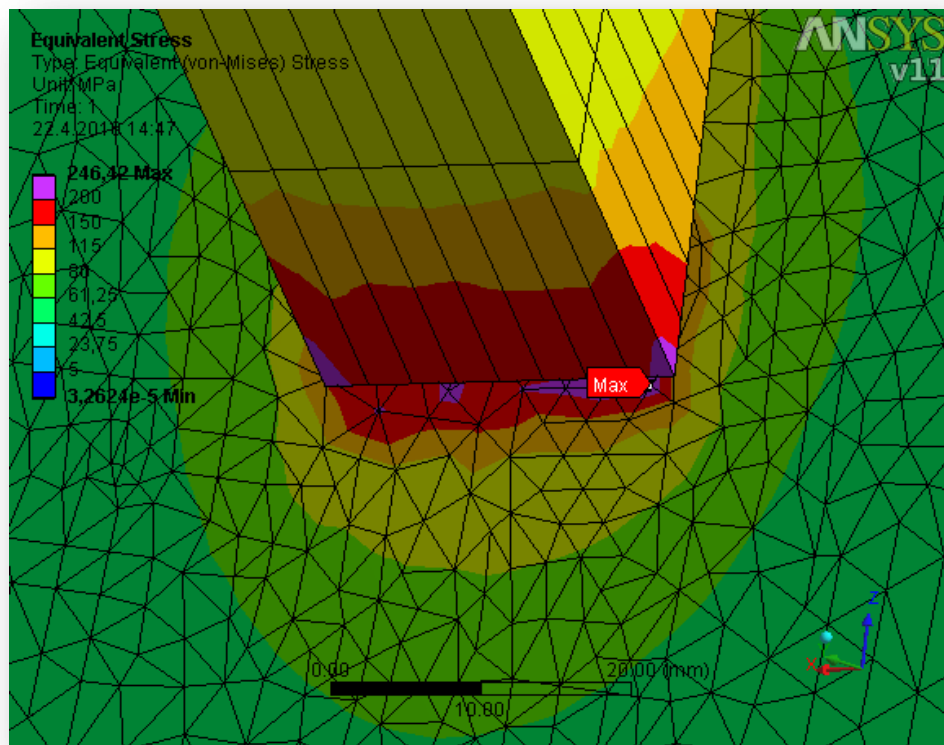
Kuvio 24. Pyöritysrullan rungon verkotus.

4.4.3 Suurin jännitys ja siirtymät

Suurin jännitys kohdistui rungon jalan ja vaakatasossa olevan I-palkin kulmaan, jossa on hitsattu kolmion mallinen levyosa tukemaan liitoskohtaa. Jännitys tuolla alueella kasvoi maksimissaan 246 MPa:iin. Kuviossa 25 on näkyvissä koko rungon jännitykset ja kuvio 26 esittää tarkemmin alueen, johon kohdistuu suurin jännitys.



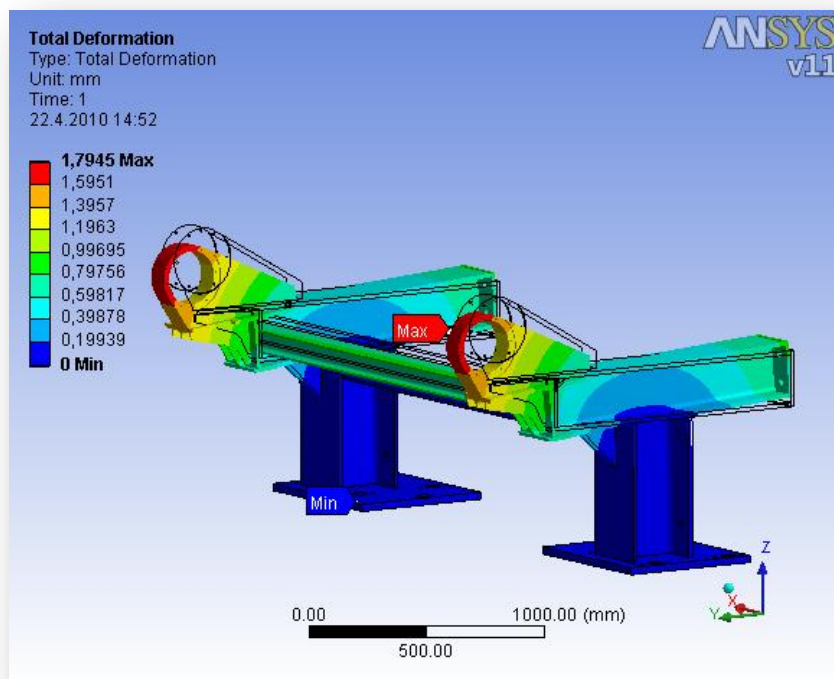
Kuvio 25. Suurin jännitys rungossa.



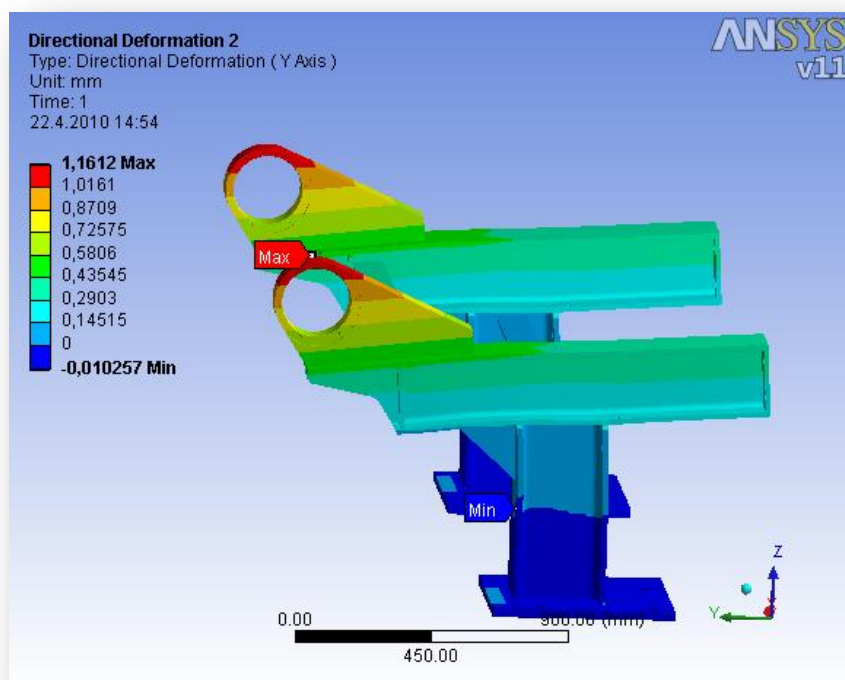
Kuvio 26. Tarkempi kuva alueesta, jossa maksimi jännitys esiintyy.

Materiaalina rungossa käytetään terästä S355, jolloin sallituksi jännityksen arvoksi saadaan 237 MPa jos varmuuslukuna on 1,5. Analyysin tuloksena saatiin maksimi kuormituksen arvoksi 246 MPa, joka ylittää hieman sallitun arvon rajan. Todettiin kuitenkin, että kyseinen alue on erittäin pieni ja esiintyy terävässä kulmassa, joten se ei aiheuta mitään toimenpiteitä (Isomäki 2010).

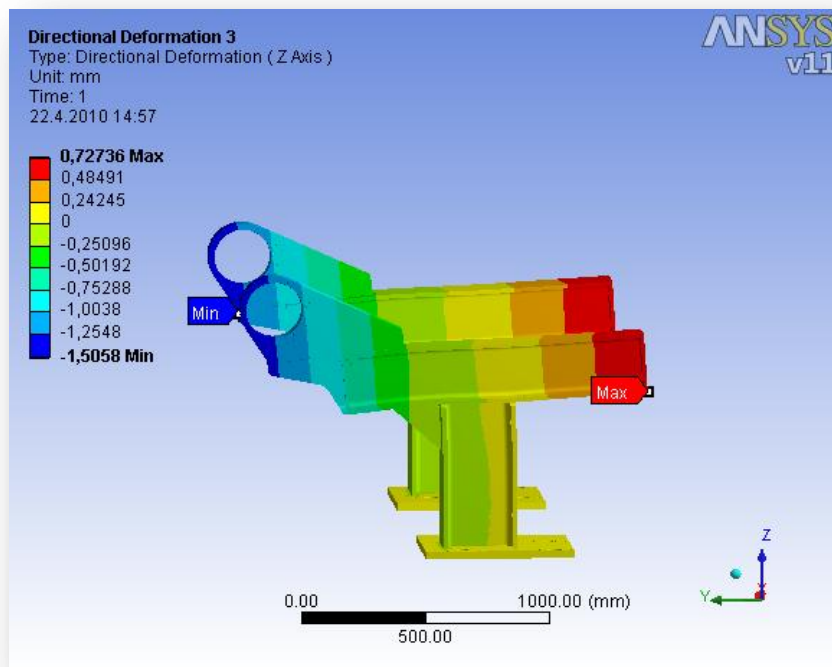
Suurimmat taipumat esiintyvät kolmessa kuviossa 27, 28 ja 29. Kuviossa 27 on esitetty yhdistetyt taipumat kaikkiin koordinaatiston suuntiin nähden. Suurin taipuma on laakeripukkien yläpinnalla ja se on suuruudeltaan noin 1,8 mm. Kuvioista 28 nähdään taipuma koordinaatiston y – suunnassa ja kuviossa 29 koordinaatiston z – suunnassa. Kaikissa kuvioissa taipumat on esitetty 57 – kertaisina.



Kuvio 27. Yhdistetty taipuma.



Kuvio 28. Taipumat y- suunnassa.



Kuvio 29. Taipumat z –suunnassa.

5 TULOKSET

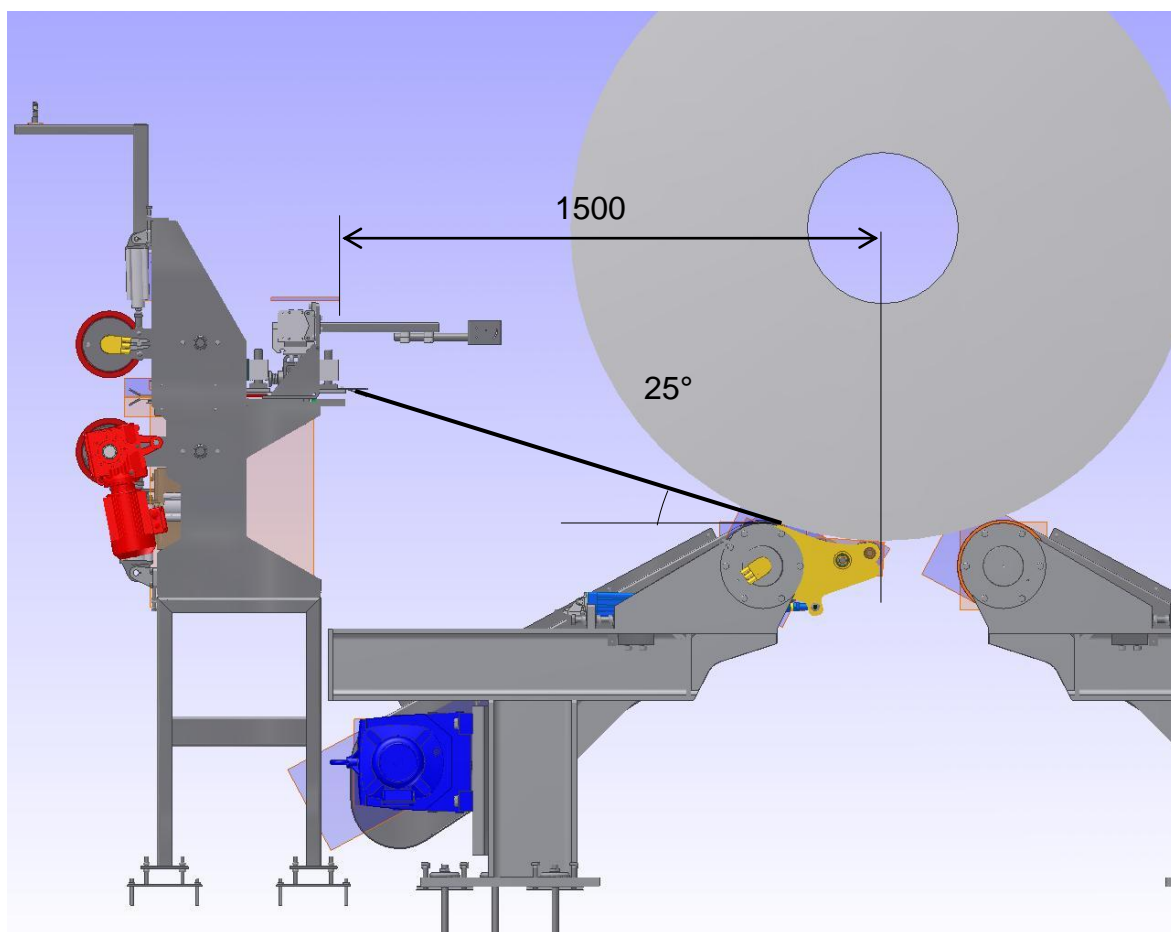
Opinnäytetyön alussa rajattiin kehitettävään alueeseen kuuluvaksi laitteet katkaisusta käärintään. Laitteeseen tuli kehittää toimintaan liittyviä seikkoja, jotka vaikuttavat käärittävän tuotteen lopulliseen ulkonäköön.

Työssä suunniteltiin uusi työnnin, joka tukee syötettävää materiaalia koko käärintän ajan ja näin suojaava materiaali ohjautuu paremmin teräskelan pintaan. Työnnin ohjaa myös käärittävää tuotetta paremmin pyöritysruillien välisellä osuudella, jossa ongelmana oli aikaisemmin ollut levyn törmääminen vastakkaiseen pyöritysruillan. Tämä myös aiheutti omalta osaltaan levyn irtoamisen teräskelan pinnasta.

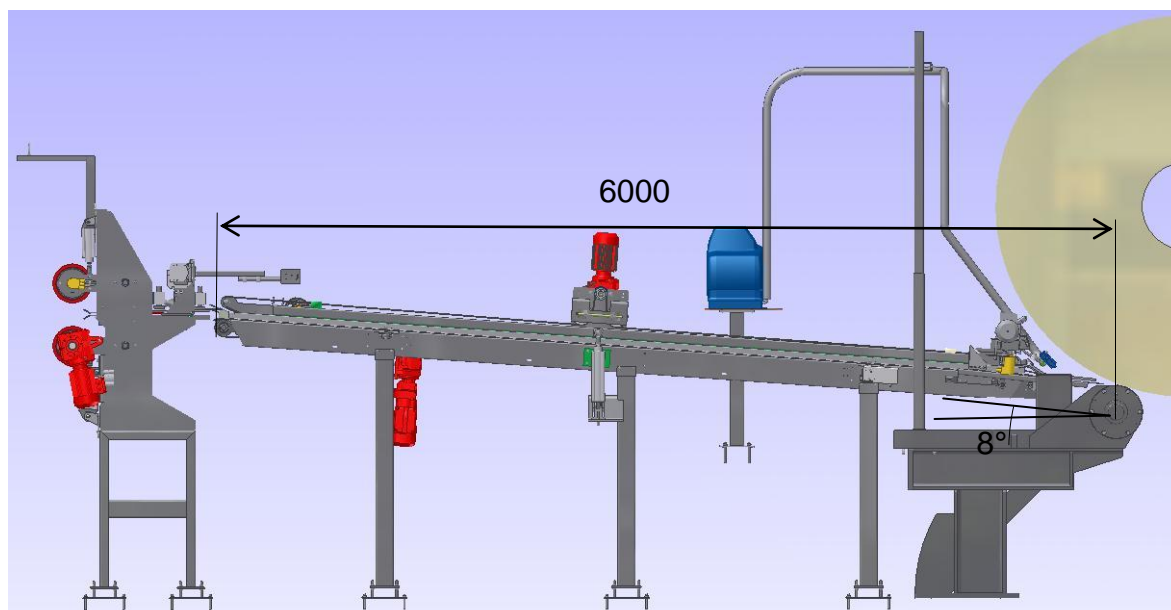
Uusi työnnin aiheutti muutoksia aikaisemmin suunniteltuihin rakenteisiin. Pyöritysruillan runkoa levennettiin yhteensä 100 mm, joka vaikutti pyöritysruillan tukipisteiden levenemiseen 50 mm molemmille puolille. Tämän johdosta tehtiin rungolle ja pyöritysruillalle lujuus-analyysit Ansys-ohjelmalla. Analyysien tuloksina voitiin todeta, etteivät muutokset aiheuttaneet mitään toimenpiteitä kummankaan kohteen osalta.

6 ARVIOINTI

Opinnäytetyön rajaukseen kuului koko alue materiaalin katkaisusta käärintään. Käärinnän osalta saatiin kehitettyä hyvä ratkaisu, joka tuottaa paremman lopputuloksen käärinnän aikana. Käärinnän ja katkaisun välinen alue haluttiin saada lyhyemmäksi, koska se vie liian suuren osan layoutista tällä hetkellä. Tähän ongelmaan ratkaisuksi voitaisiin siirtää leikkuria lähemmäksi pyöritysrullia, jolloin väli tulisi noin 4 metriä lyhyemmäksi ja myös materiaalin syöttökulma paranisi huomattavasti. Kuviossa 30 on esitetty suunnitelma, jossa näkyy etäisyys pyöritysrullista sekä kulma, jolla materiaalia voitaisiin syöttää. Kuviossa 31 on alkuperäinen ratkaisu, jossa näkyy myös etäisyys pyöritysrullista ja syöttökulma.



Kuvio 30. Suunnitelma syöttölaitteen suhteen.



Kuvio 31. Aikaisempi malli syöttölaitteesta.

LÄHTEET

Airila, M. Ekman, K. Hautala, P. Kivioja, S. Kleimola, M. Martikka, H. Miettinen, J. Niemi, E. Ranta, A. Rinkinen, J. Salonen, P. Verho, A. Vilenius, M. Välimaa, V. 1997. Koneenosien suunnittelu. 3. uud. p. Helsinki: WSOY.

Blom, S. Lahtinen, P. Nuutio, E. Pekkola, K. Pyy, S. Rautiainen, H. Sampo, A. Seppänen, P. Suosara, E. 1999. Koneenelimet ja mekanismit. 4. uud. p. Helsinki: Oy Edita Ab.

Isomäki, M-P. 2010. Lujuuslaskija. Pesimal Oy. Keskustelut.

Johnson Metall. Ei päiväystä. [Verkkosivu]. Oy Johnson Metall Ab. [Viitattu 2.3.2010]. Saatavana: http://www.johnson-metall.fi/suomi/liukulaakereiden_suunnittelu.php

Jokinen, T. 1998. Tuotekehitys. 4. tark. ja korj. p. Helsinki: Otatieto Oy.

Ketjuluettelo Konaflex Oy: Sedis. Ei päiväystä. [Verkkajulkaisu]. Konaflex Oy. [Viitattu 17.3.2010]. Saatavana: http://www.konaflex.fi/data/attachments/Sedis_ketjuesite_web.pdf

Kiviharju, H. 2010. Tuotekehityspäällikkö. Pesimal Oy. Keskustelut.

Laamanen, P. 2010. Suunnittelupäällikkö. Pesimal Oy. Keskustelut.

Lehtonen, U. 1975. Kone-elinten lujuusoppi. 11. p. Keuruu: Kustannusosakeyhtiö Otava.

Lähteenmäki, P. 2010. Mekaniikkasuunnittelija. Pesimal Oy. Keskustelut

Pesimal. Ei päiväystä. Company. Pesimal Oy. [WWW-dokumentti]. [Viitattu 24.1.2010]. Saatavana: <http://www.pesimal.com/index.php?id=23>

SKF. Ei päiväystä. [Verkkajulkaisu]. Deep groove ball bearings, single row. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu 15.4.2010]. Saatavana: http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?presentationType=3&lang=en&tableName=1_1_1

SKS ketjukäytöt 4. Valintaopas.

SKS ketjupyörän mitoitus. Ei päiväystä. [Verkkajulkaisu]. SKS Group Oy. [Viitattu 10.4.2010]. Saatavana: [http://www.sks.fi/download/sks_ketjupyorat_ja_tarvikkeet/\\$file/ketjupyorat_tarvikkeet_731216_08.pdf](http://www.sks.fi/download/sks_ketjupyorat_ja_tarvikkeet/$file/ketjupyorat_tarvikkeet_731216_08.pdf)

SMC Pneumatics Finland. 2008. Tuoteluettelo FI.

Varala, R. 2009. Pyöritysrullaston kehitystyö. Oulun seudun ammatti-
korkeakoulu. Tekniikan yksikkö. Opinnäytetyö.

Valtanen, E. 2000. Koneenrakentajan taulukkokirja. 11. p. Jyväskylä:
Genesis-kirjat Oy.

LIITTEET

LIITE 1: Teräsputkien poikkileikkaussuureita ja ominaisuuksia. (Valtanen 2000, 205).

TERÄSPUTKET
Saumattomat ja hitsatut
DIN 2448 ja DIN 2458 mukaan

Ulko- halkai- sija D mm	Seinä- män paksuus t mm	Poikki- leikkaus- pinta-ala A cm ²	Pituus- massa G kg/m	Neliö- moment- ti I cm ⁴	Taivu- tus- vastus W cm ³	Hitaus- säde i cm
60,3	5,6	9,62	7,53	36,4	12,1	1,94
	6,3	10,7	8,42	39,5	13,1	1,92
	7,1	11,9	9,34	42,7	14,2	1,90
	8,0	13,1	10,3	46,0	15,3	1,87
	8,8	14,2	11,1	48,6	16,1	1,85
63,5	1,8	3,49	2,76	16,6	5,23	2,18
	2,0	3,86	3,06	18,3	5,76	2,18
	2,3 ¹	4,42	3,50	20,7	6,53	2,17
	2,6	4,97	3,93	23,1	7,28	2,16
	2,9 ²	5,52	4,36	25,4	8,00	2,14
	3,2	6,06	4,79	27,6	8,70	2,13
	3,6	6,77	5,36	30,5	9,60	2,12
	4,0	7,48	5,91	33,2	10,5	2,11
	4,5	8,34	6,52	36,5	11,5	2,09
	5,0	9,19	7,21	39,6	12,5	2,08
	5,6	10,2	7,97	43,1	13,6	2,06
	6,3	11,3	8,91	46,9	14,8	2,03
	7,1	12,6	9,90	50,8	16,0	2,01
8,0	13,9	10,9	54,8	17,3	1,98	
8,8	15,1	11,8	58,0	18,3	1,96	
10,0	16,8	13,2	62,2	19,6	1,92	
70	1,8	3,86	3,05	22,4	6,41	2,41
	2,0	4,27	3,37	24,7	7,06	2,41
	2,3	4,89	3,86	28,1	8,02	2,39
	2,6 ¹	5,51	4,35	31,3	8,95	2,38
	2,9 ²	6,11	4,83	34,5	9,85	2,37
	3,2	6,72	5,30	37,5	10,7	2,36
	3,6	7,51	5,93	41,5	11,9	2,35
	4,0	8,29	6,55	45,3	13,0	2,34
	4,5	9,26	7,24	49,9	14,3	2,32
	5,0	10,2	8,01	54,2	15,5	2,30
	5,6	11,3	8,85	59,2	16,9	2,29
	6,3	12,6	9,92	64,6	18,4	2,26
	7,1	14,0	11,0	70,3	20,1	2,24
8,0	15,6	12,2	76,1	21,7	2,21	
8,8	16,9	13,2	80,9	23,1	2,19	
10,0	18,8	14,8	87,2	24,9	2,15	
76,1	1,8	4,20	3,32	29,0	7,62	2,63
	2,0	4,66	3,68	32,0	8,40	2,62
	2,3	5,33	4,22	36,3	9,55	2,61
	2,6 ¹	6,00	4,75	40,6	10,7	2,60
	2,9 ²	6,67	5,28	44,7	11,8	2,59
	3,2	7,33	5,80	48,8	12,8	2,58
	3,6	8,20	6,49	54,0	14,2	2,57
	4,0	9,06	7,17	59,1	15,5	2,55
	4,5	10,1	7,92	65,1	17,1	2,54
	5,0	11,2	8,77	70,9	18,6	2,52

1 Hitsattujen putkien yleinen vakioseinämän paksuus

2 Saumattomien putkien yleinen vakioseinämän paksuus

(muut koot ovat erikoiskokoja)

LIITE 2. Sedis -ketjuesite. (Ketjuluettelo Konaflex Oy, [Viitattu17.3.2010]).

Turnukset	SEDIS DELTA -SARJA				Ketjun mitat						Murtokuoma				Paino kg/m			
	ISO 606	Sedis	Jako	P	d1	b1	b4 b5 b6	d2	h2	Pt	b7	1 DELTA® HR		2 DELTA® TITANIUM		3 DELTA® VERTE®	4 INOX HR	
												min. kN	max. kN					min. kN
Yksittäinen	06B-1	3ND	9,525	5,77	6,35	5,77	12,50	3,28	8,20	·	2,1	8,9	9,0	10,3	9,0	·	·	0,40
	08B-1	4LD	12,7	3,30	7,75	3,30	9,80	3,66	10,05	·	1,5	8,0	8,0	9,8	8,0	·	·	0,28
	08B-1	7ND	12,7	7,75	8,51	7,75	16,60	4,45	11,80	·	1,5	17,8	18,2	20,4	16,6	16,6	13,3	0,68
	10B-1	11ND	15,875	9,65	10,16	9,65	19,00	5,08	13,70	·	1,5	22,2	23,0	27,1	18,6	18,6	18,5	0,86
	12B-1	13ND	19,05	12,07	12,07	11,68	22,30	5,72	16,20	·	1,5	28,9	30,5	34,8	30,5	30,5	23,5	1,18
	16B-1	15TD	25,4	15,88	17,02	15,88	35,10	8,28	20,80	·	3,0	60,0	75,0	87,0	66,0	66,0	39,0	2,66
	20B-1	17TD	31,75	19,05	19,05	19,56	40,50	10,19	25,40	·	6,1	95,0	110,0	119,0	99,0	99,0	·	3,72
	24B-1	18TD	38,1	25,40	25,40	25,40	53,10	14,63	32,30	·	6,6	160,0	180,0	198,0	160,0	160,0	·	7,05
	28B-1	20TD	44,45	27,94	30,95	30,95	65,10	15,90	37,00	·	7,4	200,0	235,0	251,5	235,0	235,0	·	8,96
	32B-1	22TD	50,8	29,21	30,99	30,99	83,60	17,81	42,30	·	7,9	250,0	300,0	321,0	300,0	250,0	·	10,00
	40B-1	23TD	63,5	39,37	38,10	38,10	79,00	22,89	52,80	·	12,0	355,0	365,0	383,3	365,0	365,0	·	16,20
	48B-1	24TD	76,2	48,26	47,70	47,70	98,60	29,22	64,20	·	12,0	560,0	600,0	630,0	600,0	600,0	·	24,93
	06B-2	203ND	9,525	5,77	6,35	5,77	23,10	3,28	8,20	10,24	2,1	16,9	18,0	21,1	18,0	·	·	0,74
	08B-2	207ND	12,7	7,75	8,51	7,75	30,60	4,45	11,80	13,92	1,5	31,1	36,4	40,8	36,4	33,2	26,6	1,33
	10B-2	211ND	15,875	10,16	10,16	9,65	35,75	5,08	13,70	16,59	1,5	44,5	46,0	54,3	46,0	37,2	·	1,70
	12B-2	213ND	19,05	12,07	12,07	11,68	41,80	5,72	16,20	19,46	1,5	57,8	61,0	69,5	61,0	61,0	·	2,35
	16B-2	215TD	25,4	15,88	17,02	15,88	68,00	8,28	20,80	31,88	3,0	106,0	150,0	174,0	132,0	132,0	78,0	5,28
	20B-2	217TD	31,75	19,05	19,05	19,56	77,00	10,19	25,40	36,45	6,1	170,0	220,0	239,8	198,0	198,0	·	7,36
	24B-2	218TD	38,1	25,40	25,40	25,40	101,80	14,63	32,30	48,36	6,6	280,0	360,0	396,0	320,0	320,0	·	13,85
	28B-2	220TD	44,45	27,94	30,95	30,95	124,70	15,90	37,00	59,56	7,4	360,0	470,0	502,9	470,0	470,0	·	18,80
	32B-2	222TD	50,8	29,21	30,99	30,99	122,80	17,81	42,30	58,55	7,9	450,0	600,0	642,0	600,0	500,0	·	19,90
	40B-2	223TD	63,5	39,37	38,10	38,10	152,00	22,89	52,80	72,29	12,0	630,0	730,0	766,5	730,0	730,0	·	32,06
	48B-2	224TD	76,2	48,26	47,70	47,70	190,40	29,22	64,20	91,21	12,0	1000,0	1200,0	1260,0	1200,0	1200,0	·	49,50
	06B-3	303ND	9,525	5,77	6,35	5,77	33,00	3,28	8,20	10,24	2,1	24,9	27,0	31,6	27,0	·	·	1,10
08B-3	307ND	12,7	7,75	8,51	7,75	44,60	4,45	11,80	13,92	1,5	44,5	54,6	61,2	54,6	49,8	39,9	1,96	
10B-3	311ND	15,875	10,16	10,16	9,65	52,30	5,08	13,70	16,59	1,5	66,7	69,0	81,4	69,0	55,8	·	2,51	
12B-3	313ND	19,05	12,07	12,07	11,68	61,40	5,72	16,20	19,46	1,5	86,7	91,5	104,3	91,5	91,5	·	3,48	
16B-3	315TD	25,4	15,88	17,02	15,88	99,90	8,28	20,80	31,88	3,0	160,0	225,0	261,0	198,0	198,0	117,0	7,86	
20B-3	317TD	31,75	19,05	19,05	19,56	113,50	10,19	25,40	36,45	6,1	250,0	330,0	359,7	297,0	297,0	·	11,00	
24B-3	318TD	38,1	25,40	25,40	25,40	150,20	14,63	32,30	48,36	6,6	425,0	540,0	594,0	480,0	480,0	·	20,31	
28B-3	320TD	44,45	27,94	30,95	30,95	184,60	15,90	37,00	59,56	7,4	530,0	705,0	754,4	705,0	705,0	·	28,00	
32B-3	322TD	50,8	29,21	30,99	30,99	181,70	17,81	42,30	58,55	7,9	670,0	900,0	963,0	900,0	750,0	·	29,60	
40B-3	323TD	63,5	39,37	38,10	38,10	224,60	22,89	52,80	72,29	12,0	950,0	1095,0	1149,8	1095,0	1095,0	·	47,96	
48B-3	324TD	76,2	48,26	47,70	47,70	281,60	29,22	64,20	91,21	12,0	1500,0	1800,0	1890,0	1800,0	1800,0	·	80,20	
Normin	Ulkopuoliset	6ND	12,7	5,35	8,51	5,35	14,10	4,45	11,80	·	1,5	·	18,2	22,8	·	·	·	0,59
		7NHD	12,7	7,80	8,51	7,80	18,90	4,45	11,80	·	1,5	·	23,0	27,0	·	·	·	0,82
		10ND	15,875	6,50	10,16	6,50	16,40	5,08	13,70	·	1,5	·	23,0	27,1	·	·	·	0,75
		12ND	19,05	8,00	12,07	8,00	18,45	5,72	16,30	·	1,5	·	30,5	34,8	·	·	·	1,05

Mitat mm

Liite 3. Liukulaakerimateriaalien ominaisuudet. (Blom ym. 1999, 189).

Tavallisimpien liukulaakerimateriaalien vertailu. Ilmoitetut arvot ja ominaisuudet ovat keskiarvoja. Materiaalien lopullisessa vertailussa pitää käyttää alkuperäisiä materiaalitaulukoita ja toimittajien suosituksia. Viitteet /2,s.7, /4,s.166/, /5/ ja /6/ A = Suurin kuormitettavuus N/mm², B = Suurin liukunopeus m/s, C = Rajavoiteluominaisuudet ²⁾, D = Korkein käyttölämpötila °C, E = Kulumisen kestävyys, F = Väsymislujuus, G = Kyky haudata kovia partikkeleita, H = Lämmönjohtavuus, I = Kovuus HB ⁴⁾, J = Tiheys g/cm³, K =Laakerin suhteellinen hinta (tinapronssi = 100)

■ Hyvä □ Huono x Välttävä tai keskinkertainen

Liukulaakerimateriaali	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
Valkometallit											
Tinavaltainen	15	60	X	180	■	X	■	X	25	7	150
Lyijyvaltainen	10	60	X	150	■	X	■	X	20	10	100
Kupariseokset											
Tinapronssi	35	5	□	240	■	■	□	■	80–110	8,8	100
Lyijytinapronssi	25	5–10	X	220	X	X	X	■	50–70	9,3	75
Punametalli	25	5	□	200	■	■	X	■	60–80	8,8	80–90
Alumiinipronssi	35	5	□	260	■	■	□	■	150	7,6	90
Erikoismessinki	25	3		150	X	■	□	■	110	8,3	80
Messinki	10	2	□	250	X	X	□	■	60	8–8,5	70
Alumiiniseokset											
Teräsrungolla	2–30	20	□	160	■	■	□	■	35–60	3	80
Teräsrungolla	20–40								100		
Sintratut metallit											
pronssit	15 (55)	7	■ ⁵⁾	70/300	■	X	X	X	20–30	6,5	50–300 ⁶⁾
Raudat ja teräkset	50(300)	1–2	■ ⁵⁾	70	■	X	□	X	30–50	6	50–300 ⁶⁾
Alumiiniseokset	15(28)		■ ⁵⁾	70		■	■		2,3		50–100 ⁶⁾
Muovit											
PA	(n. 10)	4	■	120			■	□	Rockwell M 60–89	1,2	50
PTFE (imeytetyt mukaanluettuna)	(5–150)	4	■ ⁷⁾	260			■	□	Shore D 55–70	2,5	200
PTFE teräsrungolla	(40–400)				X	■		X			200–300
POM (imeytetyt mukaanluettuna)	(7–150)	4	X	110			■	□	Rockwell M88–94	1,2	150
POM teräsrungolla	(25)				X	■		X			150–250
PF	(40)	5		170				□		1,5	
PI	(40)	6		yli 260			□		1,4		
Glacier-EP	(80)	3	■	140						1,5	
Iglidur	(150)	1,5	■	250	■						
Kaksikomponenttimateriaalit											
Sinkkiseokset	50	7	□	150	■		□	■	95–130	5–6	60–80
Valuraudat	2–4/100	2	X	150	■	□	X	X	180/350	7,2	20
Teräkset	2/400	1	□	200	■	X	□	X	150	7,8	50
Kovametallit	50		■	n. 600	■	■	□	X			13–15
Hopea	35–80	10	□	260	□	■	□	■	25	10	700
Keraamiset materiaalit	90			400	■	■	□	□	600		
Graniitti	4	10	■	400	■	□	□	■	Shore C50–90	1,8	300
Kumi	0,4	20	□	65	□	■	■	□		1,2	50–300
Puu	10	10	■	75	□	■	X	□		0,7	

1) Sarake ilmoittaa suurimman sallitun pintapaineen (voima jaettuna laakerin projektioalalla). Suluissa olevat arvot tarkoittavat staattista kuormitusta. 2) Ainoastaan hyvät rajavoiteluominaisuudet omaavia laakerimateriaaleja voidaan käyttää ilman voiteluainetta. 3) Kun voiteluaineen korkein sallittu lämpötila on sarakkeen ilmoittamaa lämpötilaa pienempi, voiteluaine määrää korkeimman lämpötilan. 4) Muovien ja grafiitin kovuudet on ilmoitettu muissa yksiköissä. 5) Sintratut metallit sisältävät luonnostaan voiteluainetta. 6) Riippuu koosta ja lukumäärästä. 7) Voidaan käyttää sellaisenaan ilman voiteluainetta.