

Kamarikuivaamon kuormansiirtolaitteiden uusinta ketjukäytölle

Etteplan Finland Oy

LAB-ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Opinnäytetyö 2022

Tuomas Hytti

Tiivistelmä

| | | |
|---|-------------------------------------|-------------------------|
| Tekijä(t) Hytti, Tuomas | Julkaisun laji Opinnäytetyö, AMK | Valmistumisaika 2022 |
| | Sivumäärä 28 + Liitteet | |
| Työn nimi Kamarikuivaamon kuormansiirtolaitteiden uusinta ketjukäytölle Etteplan Finland Oy | | |
| Tutkinto ja koulutusala Insinööri (AMK), konetekniikan koulutus | | |
| Toimeksiantajan nimi, titteli ja organisaatio Jani Matikainen, Kunnossapidon suunnittelija, Metsä Fibre Lappeenrannan saha | | |
| Tiivistelmä <p>Opinnäytetyössä suunniteltiin kamarikuivaamon kuormansiirtolaitteille uusi voimansiirto menetelmä. Vanhan vaijerilla toimivan kelkan tilalle haluttiin ketjuvälitys laitemaisiin rullaratoihin toimintavarmuuden ja tehokkuuden parantamiseksi. Kelkka jätettiin varalaitteeksi. Kamarikuivaamon alkupäässä, ulkona, oli jo ketjulla toimiva kuljetin ja tarkoituksena oli jatkaa samaan tyyliin koko kuivaamon matkalta.</p> <p>Suunnittelu aloitettiin tutkimalla kamarin vanhoja piirustuksia sekä 360-kameralla ja Re-Cap ohjelmalla luotuja 3D-kamareita. Näiden perusteella mallinnettiin karkea malli kamarikuivaamon osasta, väliradasta, johon ketjuvälitystä lähdettiin sovittamaan. Asiakkaan antamien lähtötietojen perusteella, kuten sähkömoottori- ja ketjutyypin, avulla laskettiin ketjuvälityksen kestävyys ja tehonsiirtoakselin koko. Akselin mitoituksessa otettiin huomioon varmuus väsymisen suhteen.</p> <p>Ketjuvälityksen laskennassa lähinnä tarkistettiin ketjun kestävyys ja määritettiin akselivälit ketjupyörille. Tuloksista tehtiin huomio, että asiakkaan valitsema ketju ei olisi aluksi riittävä laskennallisen iän ja sallitun venymän puitteissa, mutta asiaa tutkittua kuormansiirtolaitteen tapaus ja ylimitoitus vaikuttavat merkittävästi. Päädettiin käyttämään alkuperäistä, alkupäässä käytössä olevaa ketjua.</p> <p>Tehonsiirtoakselin mitoituksen väsymistarkastelussa taivutusjännitys osoittautui merkittävämmäksi tekijäksi kuin vääntöjännitys. Tehonsiirtoakselin koko ja materiaali määritettiin riittävällä varmuudella.</p> | | |
| Asiasanat kamarikuivaamo, ketjuvälitys, suunnittelu | | |

Abstract

| | | |
|--|-------------------------------------|-------------------|
| Author(s) Hytti, Tuomas | Type of Publication Thesis, UAS | Published 2022 |
| | Number of Pages 28 + Attachments | |
| Title of Publication Updating drying chamber conveyors to chain drive Etteplan Finland Oy | | |
| Degree and field of study Bachelor of Engineering, Mechanical Engineering | | |
| Name, title and organisation of the client Jani Matikainen, Maintenance Designer, Metsä Fibre Lappeenranta sawmill | | |
| Abstract <p>In the thesis, a new power transmission was designed for the drying chamber conveyors. Chain drive was needed for the side roller tracks to improve reliability and efficiency instead of the old cable-operated sled. Sled was left for backup method. There was already a chain operated conveyors at the outside front of drying chamber, and the intention was to continue in the same style for the entire length of the drying plant.</p> <p>The designing started by studying old drawings of the chamber and ReCap's 3D world. Based on these, a rough 3D model was created. Customer provided some data of the electrical motor and conveyor chain type and based on that, the durability of chain drive and size of the power transmission shaft was calculated.</p> <p>In the calculation of the chain transmission, the durability of the chain was mainly checked and the shaft spacing for the sprockets was determined. From the results, it was noted that the chain chosen by the customer would not initially be sufficient within the calculated age and permitted stretch. After investigating the matter, the case and overcalculation has a significant effect. We ended up using the original, already in usage chain.</p> <p>In the fatigue analysis, the bending stress proved to be a more significant factor than the torsional stress. The size and material of the power transmission shaft were approved with big enough safety factor.</p> | | |
| Keywords drying chamber, chain drive, design | | |

Sisällys

| | | |
|-------|---------------------------------------|----|
| 1 | Johdanto..... | 1 |
| 2 | Sahateollisuus | 2 |
| 2.1 | Metsä Fibre, Lappeenrannan saha | 2 |
| 2.2 | Kamarikuivaamo..... | 3 |
| 3 | Voimasiirtomenetelmät | 5 |
| 3.1 | Ketjuvälitys | 5 |
| 3.2 | Hihnavälitys | 6 |
| 4 | Mekaniikkasuunnittelu..... | 8 |
| 4.1 | Mitoitus ja laskenta | 8 |
| 4.1.1 | Ketjuvälitys | 8 |
| 4.1.2 | Käyttöakseli | 11 |
| 4.2 | 3D-Mallinnus..... | 20 |
| 4.2.1 | Lähtötiedot..... | 20 |
| 4.2.2 | Kuljettimet..... | 21 |
| 4.2.3 | Käyttöakselit | 23 |
| 4.2.4 | Akselimonttu..... | 24 |
| 5 | Yhteenveto ja pohdinta | 27 |
| | Lähteet | 28 |

Liitteet

Liite 1. Ketjuvälityksen laskenta

Liite 2. Tehonsiirtoakselin laskenta ja mitoitus

1 Johdanto

Opinnäytetyön tavoitteena on kamarikuivaamon kuormansiirtolaitteiden päivitys ketjukäytölle. Työ tehdään Etteplan Finland Oy:n laskuttamana asiakkaalle. Työn tilaajana toimii Metsä Fibre Lappeenrannan saha.

Nykyinen vaijerikäyttö on vanhanaikainen ja hidas, sekä päivityksen tarpeessa. Ketjukäytöllä parannetaan kuljetustehokkuutta, ja sen ansiosta on mahdollista ajaa radalla kuormia molempiin suuntiin tarpeen vaatiessa. Vanhat rataprofiilit ovat myös aikansa eläneet ja niiden päivitys tapahtuu samalla uusiin.

Ketjukäyttöön päivitys tapahtuu asiakkaan antamien lähtötietojen pohjalta. Esimerkiksi sähkömoottori, ketju ja ketjukäyttöiset, radalle sijoitettavat kuivaamorullat, on valittu asiakkaan toimesta. Kuivaamorullat ovat sahan varastotuotteita. Radan korkeus lattian pinnasta sekä kuivaamorullien paikat tulisi pystyä pitämään ennallaan.

Opinnäytetyössä käytettävänä laskenta- ja tarkastusmenetelminä käytetään pääosin koneenelimien mitoitusta Mauri Airila & Kumppanit: Koneenosien suunnittelu -kirjan mukaan. Ketjukäytölle mitoitetaan ja tarkastetaan akselivahvuudet, ketju- ja hammaspyörät sekä ketjun kestävyys.

Tuote mallinnetaan laskennan perusteella SolidWorks-ohjelmistolla ja siitä luodaan valmistuspiirustukset asiakkaalle.

2 Sahateollisuus

2.1 Metsä Fibre, Lappeenrannan saha

Metsä Fibre on puusta tavaraa jalostava yhtiö, joka on osa Metsä Groupia. Metsä Fibren pääosa-alueet tuotannossa ovat sellun ja sahatavaran valmistus. Sellua toimitetaan kartongin, pehmopaperin, erikoispapereiden ja aikakauslehtien valmistajille. Sahatavaran käyttökohteita on useilla eri teollisuudenaloilla, esimerkiksi huonekaluteollisuudessa. (Metsä Group.)

Metsä Fibrellä on Suomessa toiminnassa viisi sahaa, jotka sijaitsevat Lappeenrannassa, Kyrössä, Merikarviassa, Rengossa ja Vilppulassa, sekä yksi Venäjällä Svirissä, jonka toiminta on toistaiseksi keskeytetty maailman tilanteen vuoksi. Lisäksi Raumalle on rakenteilla uusi mäntysaha, joka aloittaa toimintansa kolmannen vuosineljänneksen aikana. Metsä Fibren mukaan uusi saha tulee olemaan teknologialtaan ja tehokkuudeltaan edelläkävijä maailmassa. (Metsä Group.)



Kuva 1. Metsä Fibre, Lappeenrannan saha (Metsä Group)

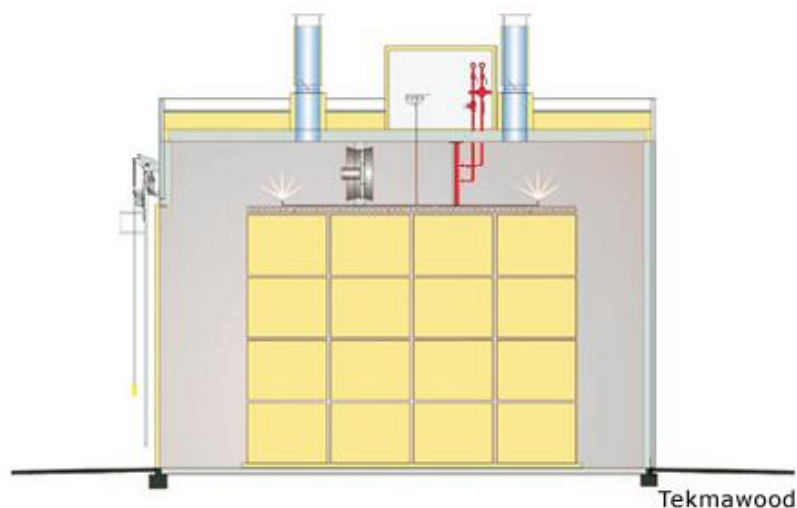
Lappeenrannan sahan (Kuva 1.) tuotanto on alkanut vuonna 1963 ja on pyörinyt tähänkin päivään saakka. Saha valmistaa mäntysahatavaraa useille eri teollisuudenaloille, jotka käyttävät materiaalin esimerkiksi pakkausteollisuuteen, liimapuihin, hirsitaloihin, listoihin, lämpöpuuhun sekä ikkunoiden ja ovien valmistukseen. Sahan tuotannosta noin 70 % on vientiä. (Metsä Group.)

Lappeenrannan saha työllistää 69 henkilöä eri tehtävissä. Sahan tuotantokapasiteetti on vuodessa 250 000 kuutiometriä sekä puunkulutus 448 000 kuutiometriä. (Metsä Group.)

2.2 Kamarikuivaamo

Kamarikuivaamo on yksi Suomen yleisimpiä kuivaamotyyppisiä puutavaralle. Kuivaamossa puutavara on rimakuormana ja kulkee kuljettimia pitkin kamarin läpi. Tyypillinen ilman lämpötila kuivaamossa on 50–70 °C ja ilmankosteus säädetty niin alhaiseksi, että puutavara kuivuu (Pro Puu-keskus). Kamarikuivaamo täytetään ja tyhjenetään erä kerrallaan, kun kuiva rimakuorma valmistuu.

Kuvassa 2 on poikkileikkaus tyypillisestä kamarikuivaamosta. Kuivaamossa on puhaltimet automaattisella puhallussuunnan vaihdolla, lämpöpatterit, ilmanvaihtohormit, kuivausilman kostutuslaitteet, ilman lämpötilan ja suhteellisen ilmankosteuden mittausanturit sekä puun kosteuden mittausjärjestelmä ja kuivauksen ohjausjärjestelmä. Kamarikuivaamossa säädetään kuivausohjelma eli kuivauskaava sen mukaan mitä ja minkä kokoista puutavaraa kuivaukseen tulee. Kuivausaikoihin vaikuttaa puutavaran alku- ja loppukosteus, puulaji, lämpötila ja laatutavoite. (Pro Puu -keskus.)



Kuva 2. Kamarikuivaamon poikkileikkaus (Pro Puu -keskus)

Lappeenrannan sahan kamarikuivaamo jakautuu neljään pääosaan A-, B-, Väli- ja C-rataan kuvan 3 mukaisesti. A- ja B-radalle mahtuu peräkkäin 5 rimakuormaa, väliradalle 4 ja C-radalle 7. Yksi rimakuorma on kooltaan noin 6 metriä leveä, 3 metriä korkea ja 2 metriä pitkä. Kuormassa on puutavaraa noin 15 kuutiota ja se painaa 12 tonnia. Kuivausaika yhdelle kuormalle on 160 tuntia ja kerrallaan kuivaamossa työskentelee yksi kuivaamonhoitaja, tai pari urakoitsijaa. Pisimmän C-radon molemmin puolin kulkee poikittain kuorman-siirto- eli traverssiradat. Traverssiradoilla voidaan helposti siirtää rimakuormia sivuun, kun ne ovat valmistuneet kuivauksesta.



Kuva 3. Kamarikuivaamon pohja, Metsä Fibre Lappeenrannan saha (Jani Matikainen, 2022)

3 Voimasiirtomenetelmät

3.1 Ketjuvälitys

Ketjuvälityksellä tarkoitetaan ketjupyörien ja ketjun muodostamaa välitystä, jossa voi olla useita ketjupyöriä ja ketjuja rinnakkain. Ketjuvälitys on yksi yleisimmistä tavoista siirtää voimaa, joka välittyy ketjun rullien, tappien ja lenkkien avulla toiseen ketjupyörään. Yleisimmin ketjuvälitystä kutsutaan ketjukäytöksi ja myös ketjuvaihteeksi.

Ketjuvälityksiä ovat esimerkiksi vaakasuora avovälitys ja moniakselivälitys. Vaakasuorassa avovälityksessä on kaksi akselia samassa linjassa, molemmissa akseleissa ketjupyörät sekä ketjupyöriä kiertävä ketju. Toinen akseleista on käytävä akseli, eli ensiöakseli, ja toinen puolestaan käytettävä akseli, eli toisioakseli. Moniakselivälityksessä on kaksi tai useampi toisioakselia, ja siinä on käytetty kiristyspyörää ketjun kireyden ylläpitämiseksi. Ketjut voivat olla tarvittaessa monirivisiä välityksessä, yleensä kuitenkin yksi-, kaksi- tai kolmirivisiä.

Kuvassa 4. on esitetty erilaisia ketjutyyppisiä, joita käytetään ketjuvälityksissä. Yleisin ketjutyyppi on rullaketju.



Kuva 4. Ketjuvälityksen erilaisia ketjutyyppisiä (Engineering Learn)

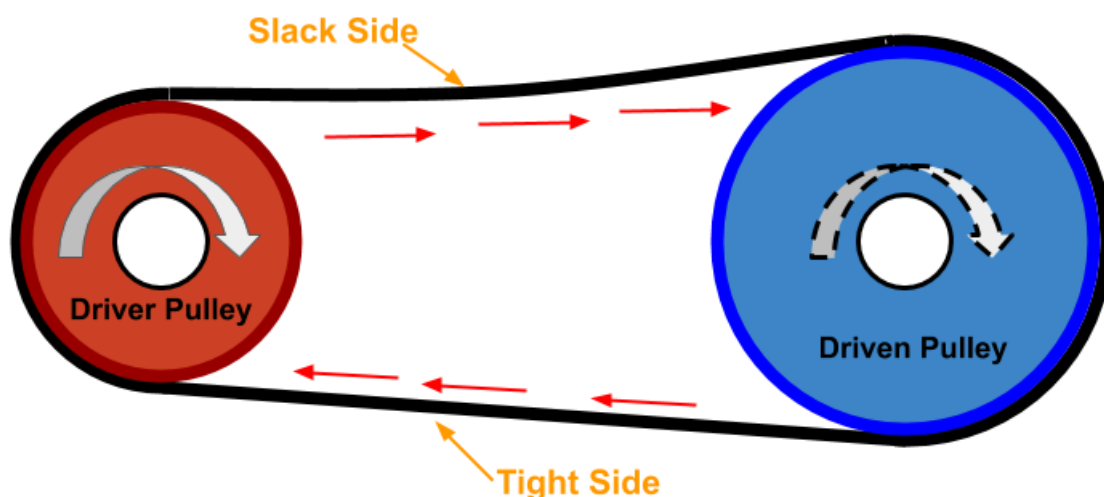
Ketjuvälityksen toiminta perustuu ketjupyörän ja ketjun kosketuspintojen väliseen kontaktiin. Esimerkiksi rullaketjussa ketjun rulla istuu hampaiden välissä hammasaukossa luoden painetta liikesuunnan vastaisen hampaan kaltevaan kylkeen, pyrkien vierimään sen yli, mikä johtaa ketjun kiristymiseen ja rullan asettumiseen pyörimisympyrälleen. Tämän takia

ketjuvälityksen toimintavarmuus ei johdu niinkään ketjupyörästä, vaan ketjusta. Kuormituksen kasvaessa liian suureksi ketju lopulta katkeaa, mutta ketjupyörä ei vaurioidu.

Ketjuvälityksen etuja ovat luistottomuus, esikiristämättömyys, pitkät akselivälit, toimintavarmuus likaisessa ympäristössä sekä suhteellisen yksinkertainen ja halpa rakenne (Airila ym. 1997, 569).

3.2 Hihnavälitys

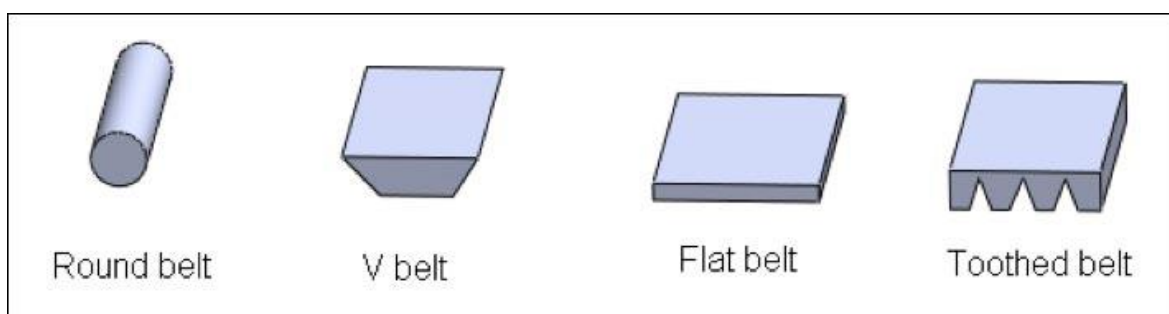
Ketjuvälityksen kilpailevana ratkaisuvaihtoehtona pidetään yleensä hihnavälitystä. Hihnavälityksessä on kaksi tai useampi väkipyörä, jonka ympäri kulkee hihna. Väkipyörä on joko käytävä tai käytettävä, ja se siirtää hihnan avulla voimaa. Hihnavälitys tulee järjestää niin, että hihnan kireä puoli on alapuolella ja löysä puoli yläpuolella (Kuva 5). Tämä kasvattaa käytettävän väkipyörän ja hihnan välistä kosketuskulmaa, joka taas vaikuttaa hihnan kireyteen. Hihnavälityksen käyttökohteita ovat erilaiset koneet ja kuljettimet. (The Engineering Post.)



Kuva 5. Hihnavälitys (SMLease Design)

Hihnavälityksessä on merkittävä mahdollisuus, että hihna lipsuu käytettävän väkipyörän päällä, kun voimansiirto kasvaa liian suureksi ja kitka ei enää kestä sitä. Tämä aiheuttaa sen, että käytävä väkipyörä pyörii nopeammin kuin käytettävä väkipyörä, ja se vaikuttaa negatiivisesti voimansiirtoon. (The Engineering Post.)

Kolme yleisintä hihnatyyppeä (Kuva 6.) hihnavälitykselle on lattahihna, hammashihna ja kiihlahihna. Jokaiselle hihnatyypille on omanlaisensa väkipyörät kitkan maksimoimiseksi. Hammashihna on näistä ainut, joka ei luista, ja on toiminnaltaan enemmänkin ketju kuin hihna (Airila ym. 1997, 586).



Kuva 6. Hihnatyyppejä (Engineering Choice)

Hihnävälityksen etuja ovat sen joustavuus ja yksinkertainen rakenne, sekä matalat käyttö- ja huoltokustannukset (Airila ym. 1997, 586).

4 Mekaniikkasuunnittelu

4.1 Mitoitus ja laskenta

4.1.1 Ketjuvälitys

Ketjukäytön eli ketjuvälityksen suunnittelu aloitetaan vaihdemoottorilta. Moottorin sijaintia ajateltaessa radalla, on otettava huomioon mahdollinen kuormien ajo molempiin suuntiin, ja siitä kohdistuvat rasitukset akseleille, ketjupyörille ja ketjulle. Lähtökohtaisesti optimaalinen sijainti on radan keskivaiheilla pituussuuntaan nähden. Moottoria ja käyttöakseleita varten on tehtävä myös tarpeeksi syvät montut, että ne pysyvät lattiatason alapuolella, ja voidaan peittää suojalevyillä turvallisuussyistä.

Ketjuvälitys on tässä tapauksessa moniakselivälitys, johtuen käyttöakselin sijainnista, ja se tarvitsee kiristyspyörät toimiakseen halutulla tavalla. Käyttöakselille ja vaihdemoottorin akselille valitaan molempiin 23-hampaiset ketjupyörät. Täten välityssuhde on 1 ja akseleiden pyörimisnopeudet samat. Ketjuna käytetään asiakkaan valitsemaa RS16B-1 rullaketjua.

Vaihdemoottorin akselin toisionopeus on 16 rpm ja se välittää vääntömomenttia 1820 Nm. Moottorin nimellisteho on 3 kW, josta määritetään mitoitukseen tarvittava laskennallinen teho kaavan 1 mukaisesti. Tarkempi laskenta löytyy liitteestä 1. Ketjuvälityksen laskenta. (Airila ym. 1997, 578.)

$$P_{lask} = P_{nim} \cdot k_k \cdot k_z, \text{ missä} \quad (1)$$

P_{lask} = laskennallinen teho

P_{nim} = nimellisteho

k_k = käyttökerroin

k_z = hammaslukukerroin

Käyttökerroin saadaan taulukosta 6.2–2, missä esitetään eri koneiden sovelluskohteita ja hammaslukukerroin kaavasta 2.

$$k_k = \left(\frac{19}{z_1}\right)^{1,085}, \text{ missä} \quad (2)$$

z_1 = pienemmän hammaspyörän hammasluku

Laskennalliseksi tehoksi saatiin 2,4 kW. Laskennallisen tehon perusteella valittaisiin normaalisti ketju tehokäyrästä, joka olisi kokoa 24B, mutta tässä tapauksessa se on jo valittu

asiakkaan toimesta. Jatketaan ketjun kestävyuden tarkistamista Koneenosion suunnittelu -kirjan ketjun valinta ja laskenta -osion mukaisesti.

Ketjulenkkien lukumäärän ja tarkan akselivälin määrittämiseksi tarvitaan lenkkilukukerroin, mikä saadaan kaavasta 3.

$$k_x = \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \quad (3)$$

Tässä tapauksessa, kun ketjupyörät ovat hammasluvultaan samankokoiset, lenkkilukukerroin on nolla. Valitaan alustavaksi akseliväliksi 20 x ketjujako ja määritetään alustava lenkkilukumäärä kaavalla 4.

$$X_0 = 2 \times \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{k_x \times p}{a_0}, \text{ missä} \quad (4)$$

a_0 = alustava akseliväli

p = ketjujako

Alustavasta lenkkilukumäärästä voidaan puolestaan laskea etäisyyskerroin akselleille, ja näin määrittää lopulta tarkka akseliväli kaavan 5. mukaan.

$$a = \frac{P_{lask}}{4} \left(k_1 + \sqrt{k_1^2 - 8k_x} \right), \text{ missä} \quad (5)$$

$$k_1 = X_0 - \frac{z_1 + z_2}{2}$$

Tarkaksi akseliväliksi saatiin 520,7 mm.

Ketjunopeus saadaan selville, kun tiedetään ketjun jakohalkaisija, ketjupyörän hammasluku sekä ketjupyörän pyörimisnopeus. Kaavalla 6. laskenta tapahtuu kertomalla tekijät yhteen.

$$v = n_2 \times p \times Z_2, \text{ missä} \quad (6)$$

n_2 = toisiopyörän pyörimisnopeus

p = ketjujako

Z_2 = toisiopyörän hammasluku

Ketjunopeudeksi ensiöakselin ja toisioakselin välillä saatiin 0,156 m/s.

Kun kaikki tehonsiirtokykyyn vaikuttavat tekijät tiedetään, voidaan määrittää tarkennettu laskentateho. Tarkennetussa laskentatehossa eri osa-alueiden kertoimet täydentävät

laskentatehon yksityiskohtaisuutta määritellylle tapaukselle. Kaavassa 7. aluksi määritelty laskennallinen teho jaetaan kertoimien tulolla.

$$P'_{lask} = \frac{P_{lask}}{(k_a k_m k_t k_p k_e k_v)}, \text{ missä} \quad (7)$$

k_a = akselivälikerroin

k_m = ketjunmuotokerroin

k_t = ketjuntyyppikerroin

k_p = akselikerroin

k_e = elinikäkerroin

k_v = voitelukerroin

Lopulliseksi laskentatehoksi saatiin 5,16 kW. Laskentatehon avulla päästään määrittämään ketjussa ja laakereissa esiintyviä voimia.

Ketjun mitoituksen perustana käytetään vetopuolen normaalivoimaa, joka saadaan kaavasta 8.

$$N = F_d + F_c, \text{ missä} \quad (8)$$

F_d = dynaaminen vetokuormitus

F_c = ketjun liikkeestä aiheutuva keskipakovoima

Vetopuolen normaalivoimaksi saatiin noin 33 kN, mikä on verraten puolet ketjun murtokuormasta.

Kuljettimen ketju, joka kulkee käyttöakselilta radalle ja takaisin, mitoitetaan samalla periaatteella. Mitoituksessa on otettava huomioon moniakselivälityksen tuomat muuttujat, esimerkiksi akselivälit kasvavat huomattavasti, sekä välityssuhde vaihtuu. Tarkastetaan laskennassa ainoastaan ketjuvälityksen kriittisin kohta, vetopuoli. Kuljettimen ketjulle saatiin laskentamallin mukaisesti 56 kN vetopuolen normaalivoimaa, mikä on varsin lähellä ketjun murtokuormaa. Tämä ei kuitenkaan ole huolestuttavaa, sillä kuljettimia ei ajeta todellisudessa täydellä teholla, eikä kellon ympäri (Matikainen 2022.)

Ketjuun kohdistuvien voimien myötä siinä tapahtuu venymistä. Venyminen on otettu huomioon suunnittelussa maksimissaan 2 % arvolla. Käyttöketjun löystymisen vastatoimenpiteet toteutetaan säädettävällä moottorialustalla, jotta akseliväliä voidaan tarvittaessa kasvattaa ketjukireyden ylläpitämiseksi. Kuljettimen ketjun kiristäminen tapahtuu radan ensimmäisten kuivaamorullien säädöllä, missä on ruuvikäyttöinen ketjunkiristin.

4.1.2 Käyttöakseli

Akselin mitoitus aloitetaan valitsemalla sopiva alustava akselikoko ja materiaali. Akselikoko tulisi olla standardin mukainen (taulukko 1), että sille varmistetaan mahdollisesti tarpeen mukaiset liitokset. Akselikoko voidaan mitoittaa liittyvien osien, lujuuden tai muodonmuutoksen perusteella (Airila ym. 1997, 320–321).

Taulukko 1

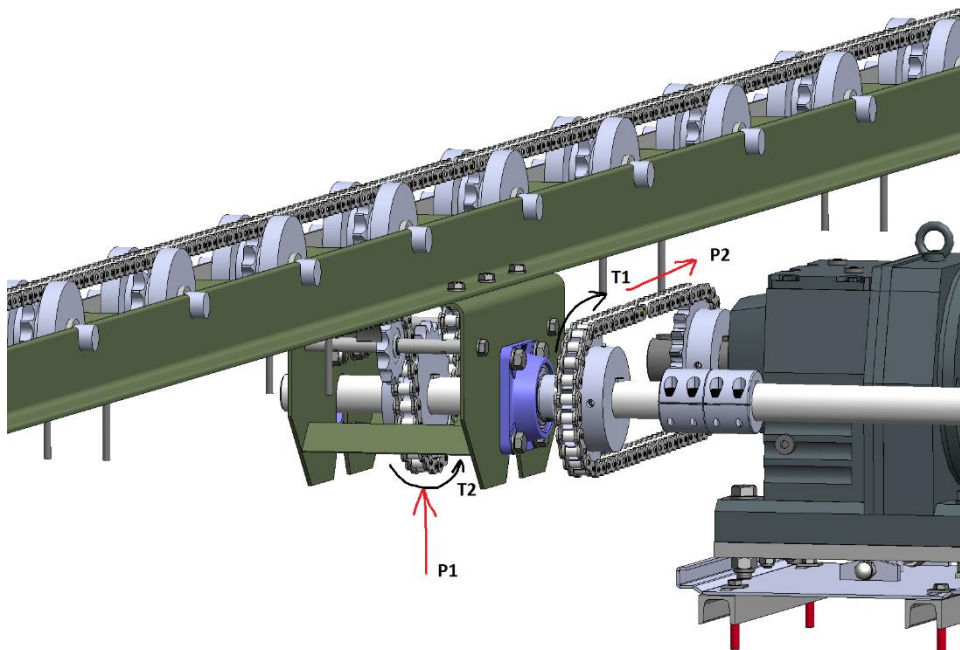
mm

| Halkaisija | | Pituus <i>l</i> | | Halkaisija | | Pituus <i>l</i> | | | | | | | | | |
|---|------------------|-----------------|-------|--|------|--|-------|-----|----|--|-----|-----|--|-----|-----|
| <i>d</i> | Tol. | Pitkä | Lyhyt | <i>d</i> | Tol. | Pitkä | Lyhyt | | | | | | | | |
| 6 (7) [*] | k6 ²⁾ | 16 | - | 40 42 [*] 45 [*] 48 [*] 50 55 [*] (56) | k6 | 110 | 82 | | | | | | | | |
| 8 (9) [*] | | 20 | - | | | | | | | | | | | | |
| 10 (11) [*] | | 23 | 20 | | m6 | 60 [*] (63) 65 [*] 70 [*] (71) 75 [*] | 140 | 105 | | | | | | | |
| 12 14 [*] | | 30 | 25 | | | | | | | | | | | | |
| 16 [*] 18 [*] (19) [*] | | 40 | 28 | | | | | | | | | | | | |
| 20 22 [*] (24) [*] | | 50 | 36 | | | | | | | | | | | | |
| 25 28 [*] | | 60 | 42 | | | | | | | | | | | | |
| 30 32 [*] 35 38 [*] | | k6 | 80 | | | | | | 58 | 80 [*] 85 [*] 90 [*] 95 [*] | 170 | 130 | | | |
| | | | | | | | | | | | | | 100 [*] 110 [*] 120 [*] (125) [*] | 210 | 165 |
| | | | | | | | | | | | | | | | |

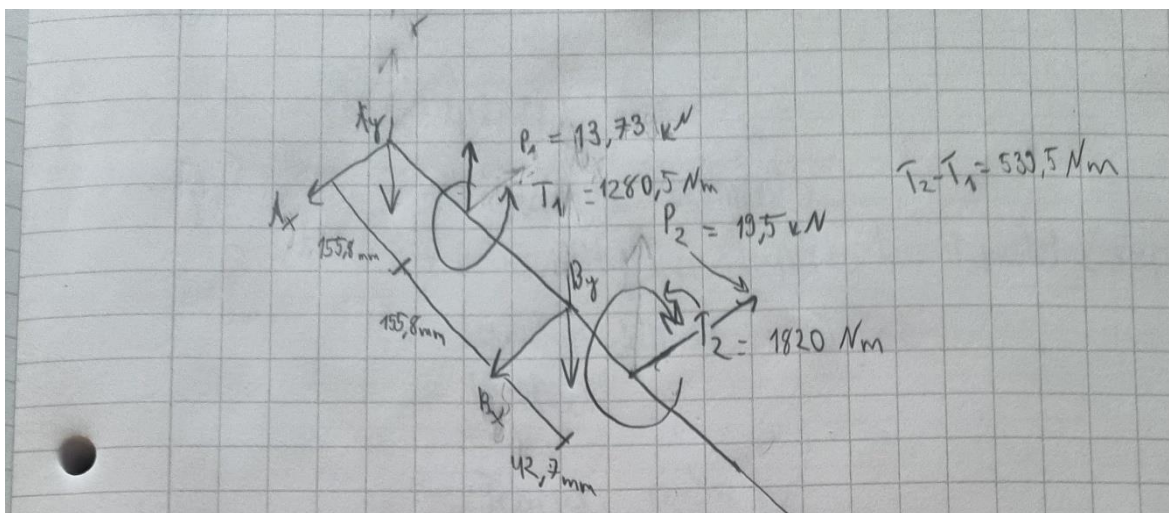
Taulukko 1. Akseleiden standardihalkaisijat millimetreinä (SFS 2631)

Yleisimmät akselimateriaalit ovat rakenneteräkset S355, nuorrutusteräkset ja hiiletysteräkset. Rakenneteräs on perinteinen ja varma materiaali akselille, jos ei erityisvaatimuksia ole. Se on suhteellisen kestävä ja edullinen vaihtoehto. Nuorrutusteräkset ovat lujia ja sitkeitä materiaaleja, joissa on pieni hiilipitoisuus. Niitä käytetään esimerkiksi kampiakseleissa ja hammaspyöräakseleissa. Hiiletysteräkset hiiletyskarkaistaan työstön jälkeen, jolloin pinta muuttuu kovaksi ja väsytykestäväksi. (Airilia ym. 1997, 323.) Hiiletyskarkaisu on menetelmä, jossa työstetty akseli ensin lämmitetään ja sitten viilennetään. Lämmityksen jälkeen pintaan muodostuu hiilikerros ja viilentämällä se kovettuu, pitäen kuitenkin sitkeyden sisällä. (JAME-SHAFT.)

Käyttöakseliin kohdistuu voimia sähkömoottorin vääntömomentista ja puukuormien painon sekä kitkan aiheuttamasta vastuksesta. Kuvassa 7 näkyy voimien suunnat. Voidaan huomata, että voimat vaikuttavat kahdessa eri akselissa kohtisuoraan akseliin nähden (Kuva 8), joten tasapaino- ja momenttitarkastelussa on otettava huomioon molemmat tasot. Tarkempi akselin mitoitus löytyy liitteestä 2. Tehonsiirtoakselin laskenta ja mitoitus



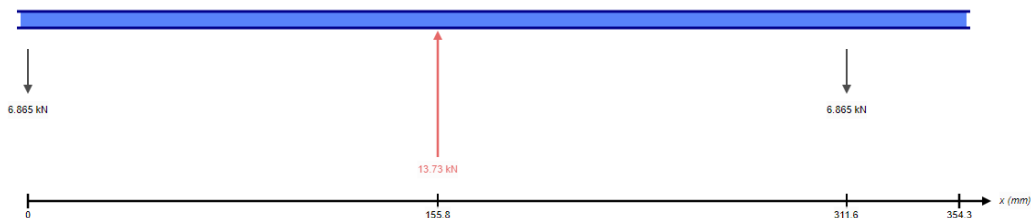
Kuva 7. Käyttöakseliin kohdistuvat voimat



Kuva 8. Käyttöakselin vapaakappalekuva

YZ-tasolla eli edestäpäin katsottaessa kuormitusta akseliin tekee puukuorman paino kuljettimien päällä, sekä kitkan aiheuttama vastus akselin väännölle (Kuva 9). Sähkömoottori pyörittää akselia ja kuorma vastustaa sitä. Kuljettimen ketju kiertää suoraan ketjupyörän

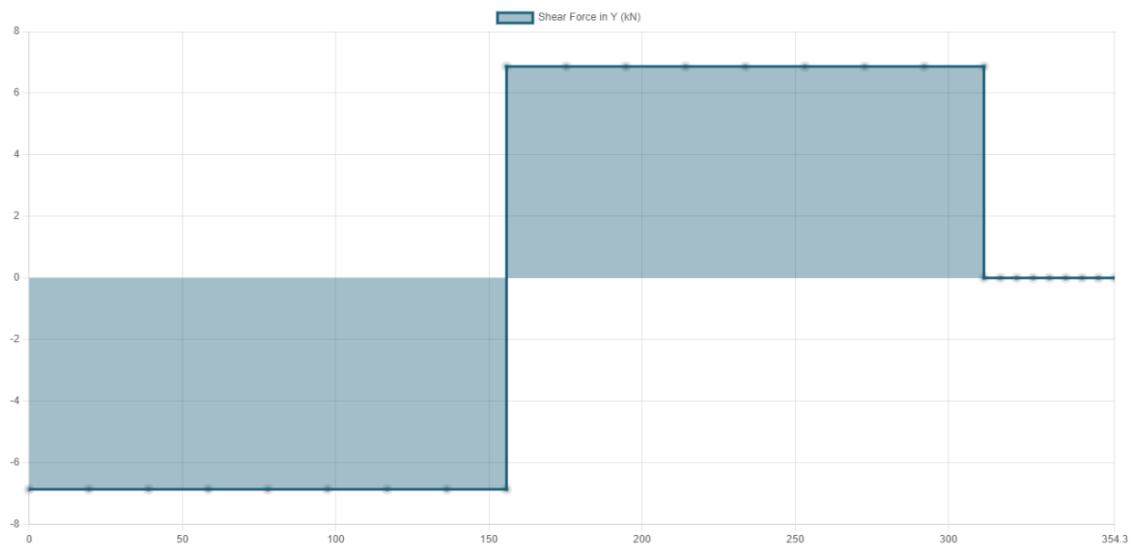
alapuolelta, täten yrittäen nostaa ketjupyörää ylöspäin ja taivuttaen akselia voimalla 13.7 kN.



Kuva 9. Y-akselin suuntainen vapaakappalekuva

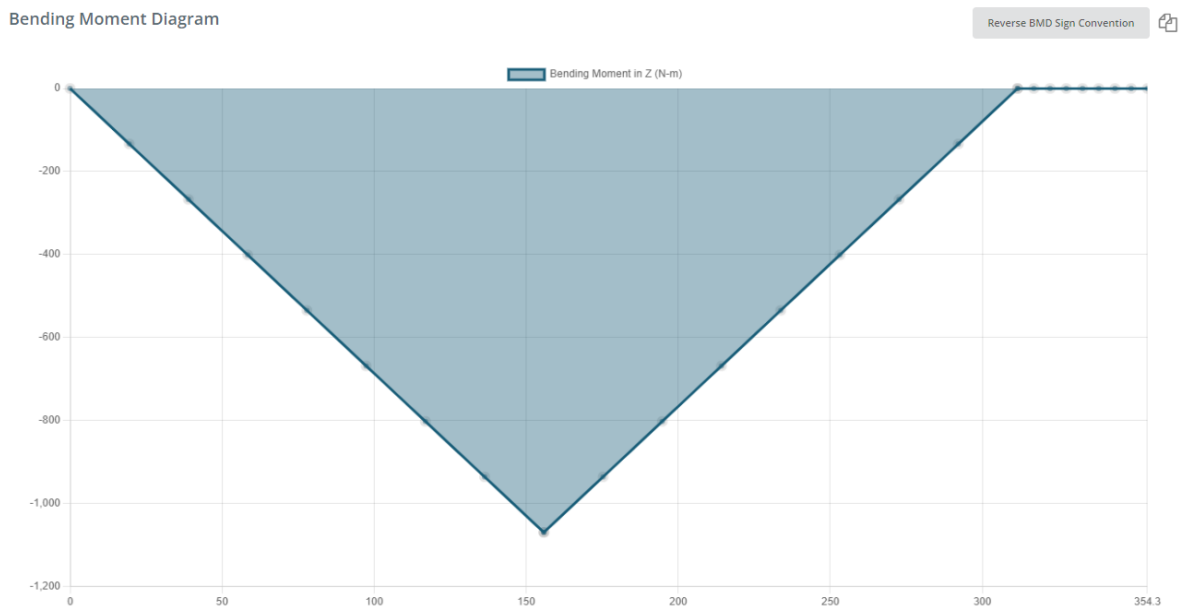
Laakeriväli ketjuvälitysrakenteessa akselille on 311.6 mm ja laakereina toimii SKF FY 50 TR laippalaakerit. Laakereihin tukireaktiota syntyy hieman alle 7 kN (Kuva 10), mikä ei aiheuta merkittävää rasitusta. Laakerin staattinen kantavuusluku on 23.2 kN ja dynaaminen 35.1 kN (SKF).

Shear Force Diagram



Kuva 10. Y-akselin suuntainen leikkausvoimakuvaja

Kuvassa 11 näkyy momentin jakautuminen akselille. Maksimimomentti on akselivälin keskellä ja sen suuruus akseliin puukuorman aiheuttamasta rasituksesta on 1070 Nm.



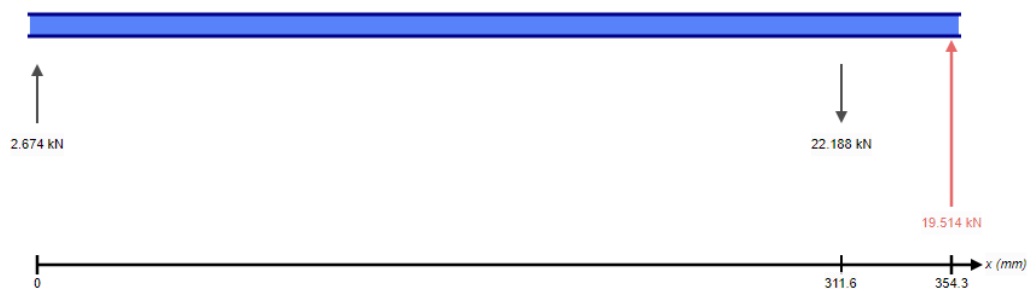
Kuva 11. Y-akselin suuntainen momenttikuvaaja

Toisen suunnan kuormitus on päältäpäin katsottaessa kohtisuorassa akseliin (kuva 12). Sen aiheuttaa sähkömoottorin vääntömomentti ketjun välityksellä. Pistekuorman suuruus on 19.5 kN ja viereiseen laakeriin se aiheuttaa 22 kN suuruisen tukireaktion.

Reactions at Supports

Show Equivalent Loads

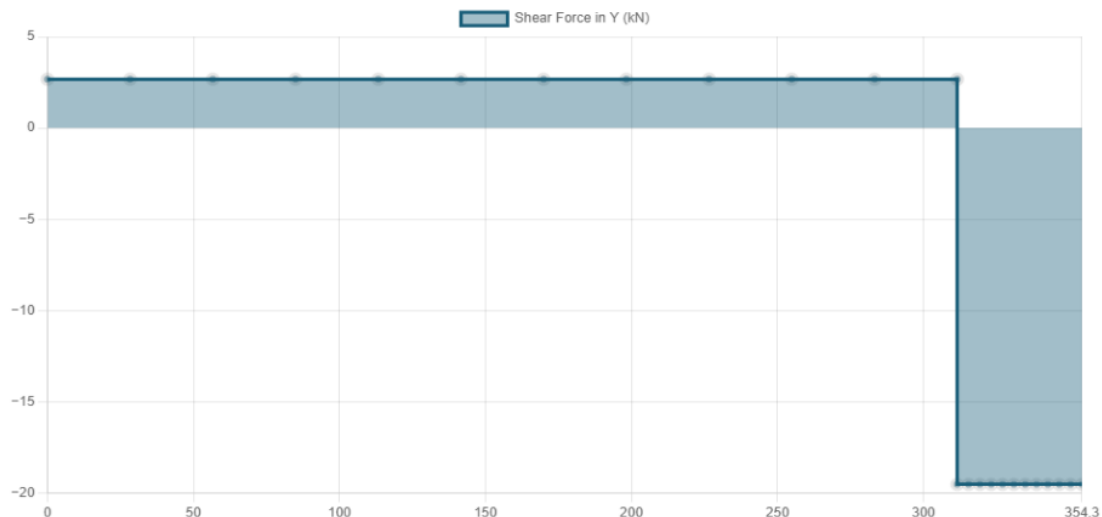
 SkyCiv



Kuva 12. X-akselin suuntainen vapaakappalekuva

Kuvassa 13 näkyy leikkausvoiman jakaantuminen akselilla. Suurin leikkausvoima on pistevoiman ja oikeanpuoleisen laakerin välillä.

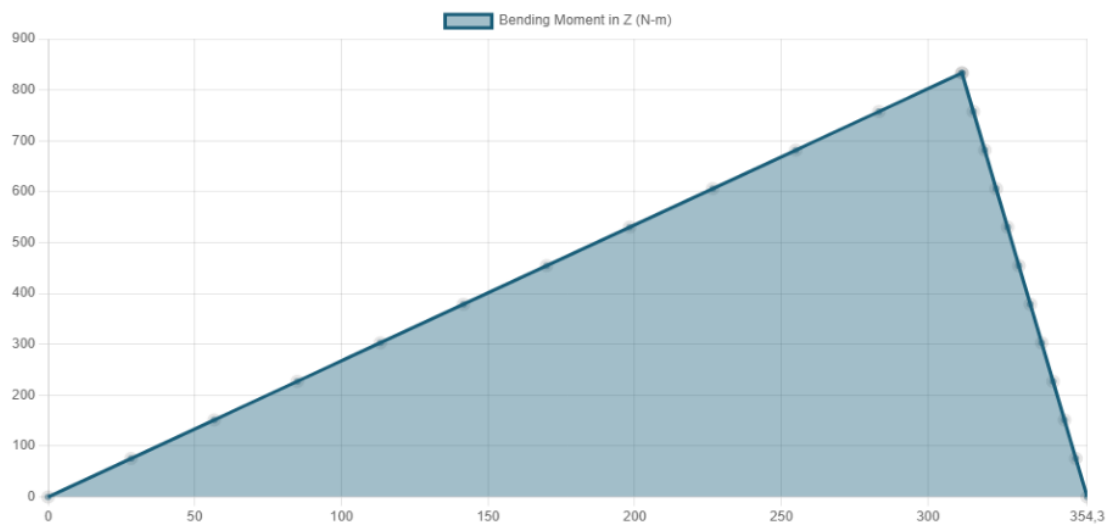
Shear Force Diagram



Kuva 13. X-akselin suuntainen leikkausvoimakuvaaja

Suurin momentti (Kuva 14) löytyy oikeanpuoleisen laakerin kohdalta, suuruudeltaan 830 Nm.

Bending Moment Diagram



Kuva 14. X-akselin suuntainen momenttikuvaaja

Nyt, kun tiedetään molempien tasojen kuormitukset, voidaan laskea akselin kriittinen kohta momenttien resultantilla. Akselin maksimimomenttikohdat on tiedossa molemmista

suunnista, joten voidaan olettaa suurimman resultantin olevan näiden välissä. Lasketaan momentit 10 millimetrin välein y- ja x-suunnan momenteista sekä niiden resultantti. Taulukossa 2. on löydetty kriittiseksi pisteeksi sama kohta, jossa oli edestäpäin katsottuna akselin suurin taivutusmomentti. Suurin momenttien resultantti, eli momenttien yhteisvaikutus, on 1150 Nm. Se on akselin mitoituksessa käytettävä taivutusmomentin lukuarvo.

| | A | B | C | D | E | F | G | H |
|----|-------------------------------------|------------------------------|---------------|-------------------------------------|------------------------------|---------------|---|------------------------------------|
| 1 | tapaus 1. etäisyys oik laakeri (mm) | leikkausvoima pisteessä (kN) | momentti (Nm) | tapaus 2. etäisyys vas laakeri (mm) | leikkausvoima pisteessä (kN) | momentti (Nm) | | suurin momenttien resultantti (Nm) |
| 2 | 0,1558 | 6865,00 | 1069,567 | 0,1558 | 2674 | 416,6092 | | 1147,840056 |
| 3 | 0,1458 | 6865,00 | 1000,917 | 0,1658 | 2674 | 443,3492 | | 1094,711539 |
| 4 | 0,1358 | 6865,00 | 932,267 | 0,1758 | 2674 | 470,0892 | | 1044,08123 |
| 5 | 0,1258 | 6865,00 | 863,617 | 0,1858 | 2674 | 496,8292 | | 996,3300541 |
| 6 | 0,1158 | 6865,00 | 794,967 | 0,1958 | 2674 | 523,5692 | | 951,8914005 |
| 7 | 0,1058 | 6865,00 | 726,317 | 0,2058 | 2674 | 550,3092 | | 911,2500206 |
| 8 | 0,0958 | 6865,00 | 657,667 | 0,2158 | 2674 | 577,0492 | | 874,9352331 |
| 9 | 0,0858 | 6865,00 | 589,017 | 0,2258 | 2674 | 603,7892 | | 843,506031 |
| 10 | 0,0758 | 6865,00 | 520,367 | 0,2358 | 2674 | 630,5292 | | 817,5260771 |
| 11 | 0,0658 | 6865,00 | 451,717 | 0,2458 | 2674 | 657,2692 | | 797,5280689 |
| 12 | 0,0558 | 6865,00 | 383,067 | 0,2558 | 2674 | 684,0092 | | 783,9699689 |
| 13 | 0,0458 | 6865,00 | 314,417 | 0,2658 | 2674 | 710,7492 | | 777,1888285 |
| 14 | 0,0358 | 6865,00 | 245,767 | 0,2758 | 2674 | 737,4892 | | 777,3620382 |
| 15 | 0,0258 | 6865,00 | 177,117 | 0,2858 | 2674 | 764,2292 | | 784,4849915 |
| 16 | 0,0158 | 6865,00 | 108,467 | 0,2958 | 2674 | 790,9692 | | 798,3716963 |
| 17 | 0,0058 | 6865,00 | 39,817 | 0,3058 | 2674 | 817,7092 | | 818,6780376 |
| 18 | | | | | | | | |

Taulukko 2. Kriittisen pisteen tarkastelu

Käyttöakseliksi valitaan alustavasti nuorrutusteräs 42CrMo4 akseli halkaisijaltaan 50 mm. Mekaanisilta ominaisuuksiltaan 42CrMo4 on kestävä valinta (Taulukko 3), jonka murtolujuus on 900-1100 MPa ja vetomyötöraja yli 690 MPa:n luokkaa.

Standard and Cromax steel grades

| Steel grades | Selection criteria | | | | | Technical data | | | | | | |
|--------------|--------------------|----------------|------------------|--------------------------|----------------|--------------------------|--|----------------------------------|-------------------|-------------------------------|--|-------------------------|
| | Machinability | Fusion welding | Friction welding | High impact requirements | EUR/ Mpa Index | Dimension DIA. (mm) | Yield strength $R_{eL}/R_{eH,0.2}$ (MPa) | Tensile strength R_m (MPa) | Elongation A5 (%) | Hardness HB | Impact toughness KV (J) | Surface hardness IH HRC |
| 180X | Good | Quite suitable | Suitable | No | 90 | 20-90 | ≥ 500 | 750-950 | 16 | 220-270 | - | ≥ 50 |
| 280X | Good | Suitable | Suitable | Yes | 60 | 20-90 91-125 > 125 | ≥ 520 ≥ 440 ≥ 350 | 650-800 550-700 500-700 | 19 19 19 | 200-241 180-230 180-230 | ≥ 27 at -20°C ≥ 27 at -20°C ≥ 27 at -20°C | ≥ 45 |
| 482IH | Rather good | Needs care | Suitable | No | 55 | < 125 | ≥ 580 | 850-100 | 14 | 250-300 | - | ≥ 55 |
| 42CrMo4 | Moderate | Un-suitable | Suitable | Yes | 70 | < 40 40-95 > 95 | ≥ 750 ≥ 690 ≥ 550 | 1000-1200 900-1100 800-950 | 11 12 13 | 295-355 265-325 235-295 | ≥ 35 at 20°C ≥ 35 at 20°C ≥ 35 at 20°C | ≥ 55 |
| TUBE | Good | Suitable | Suitable | Yes | N/A | | ≥ 450 | 550-800 | 20 | 160-240 | ≥ 27 at -20°C | ≥ 45 |

Customer-specific grades are available upon request.

Taulukko 3. 42CrMo4 mekaaniset ominaisuudet (Ovako)

Tarkastetaan Söderbergin yksinkertaistetulla laskentamenetelmällä kaavaa 9. käyttäen akselin koko kuormitusten ja materiaalin tietojen pohjalta (Airila ym. 1997, 327).

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times n}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{K_{ft} \times M_t}{\sigma_{tw}}\right)^2 + \frac{T^2}{R_e^2}}, \text{ missä} \quad (9)$$

n = alustava varmuusluku

K_{ft} = lovenvaikutusluku taivutuksen suhteen kriittisessä leikkauksessa (Kuva 15), tappiyrsimellä tehty kiilaura

M_t = taivutusmomentti

σ_{tw} = materiaalin taivutusvaihtolujuus

T = vääntömomentti

R_e = materiaalin vetomyötöraja

taminen vaarattomiin kohtiin ovat tehokkain tapa...
 dettävinä. Vaihtoehtoisten konstruktioiden lujuusopillista vertailua voi neiposti tehdä käsikir-
 jojen lovenmuotolukukäyrästäojen avulla.

| Loven laatu | Loven muoto | Lovenvaikutusluku K_f | |
|-----------------------------------|-------------|--|---|
| | | K_{ft} (taivutukselle) | K_{fv} (väännölle) |
| Pyörästetty rengasura | | 1,5...2 | 1,3...1,8 |
| Pidätinrenkaan ura | | 2,5...3,5 | 2,5...3,5 |
| Pyörästetty olake | | $\approx 1,5$ kun $r/d = 0,1$ ja $d/D = 0,7$ | $\approx 1,25$ kun $r/d = 0,1$ ja $d/D = 0,7$ |
| Poikittaisporaus | | 1,4...1,8 kun $d/D = 0,14$ | 1,4...1,8 kun $d/D = 0,14$ |
| Tappiyrsimellä tehty kiilanura * | | 2,6...3 | $\approx 2,3$ |
| Lieriöyrsimellä tehty kiilanura * | | 2...2,5 | 2...2,5 |
| Navan kutistusliitos | | 1,7...1,9 | 1,3...1,4 |
| Navan kiilaliitos | | 2...2,4 | 1,5...1,6 |

* Materiaalien ohella urien kulmapyörästyksillä on merkittävä vaikutus lovilukuihin.

Kuva 4.1-4. Ohjeellisia lovenvaikutuslukuja tavallisimpia akseliteräksiä käytettäessä.

Kuva 15. Lovenvaikutusluvut (Airila ym. 1997, 324)

Akselin halkaisijaksi saatiin Söderbergin kaavalla 51,9 mm. Vaikka koko osuikin hyvin lähelle arviota, tehdään akselille tarkempi tarkastelu väsymisrajamitoituksen avulla ja laskeaan varmuus väsymisen suhteen.

Väsymisrajamitoitus on hyvä työkalu akselien mitoitukseen, jotka ovat sileitä, hitsaamattomia ja pitkiä aikoja käytössä. Tehonsiirtoakseleille kuormitustilanne yleensä pelkistyy taivutukselle ja väännölle. Varmuuden määrittämiseksi tarvitaan VVEH:n eli vakiomuodonvääristymisenergiyahypoteesin von Misesin myötöehto, vertailujännitys, joka saadaan kaavalla 10.

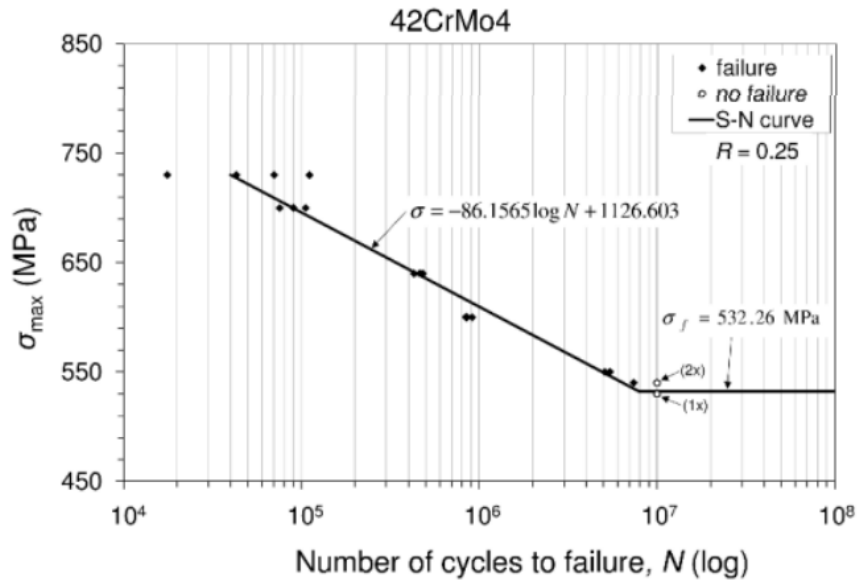
$$\sigma_{vert} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \text{ missä} \quad (10)$$

σ = taivutusjännitys

τ = leikkausjännitys

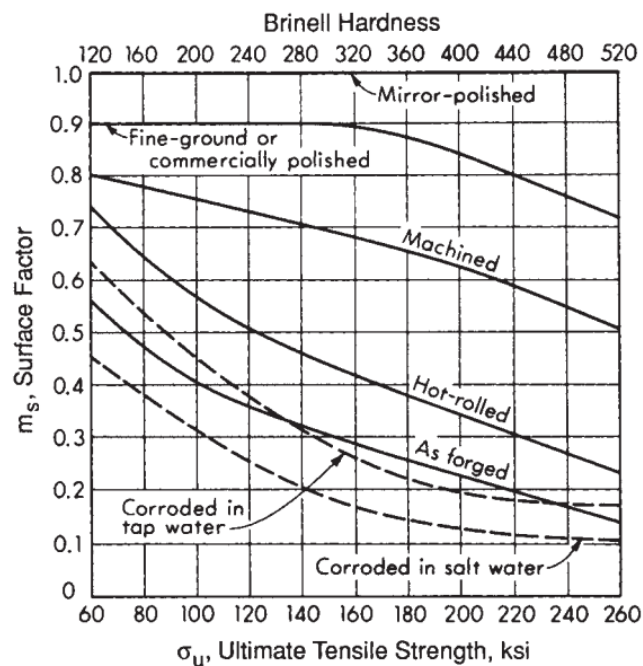
Vertailujännitys lasketaan keskijännitykselle ja jännitysamplitudille erikseen niin, että voidaan tarvittaessa käyttää materiaalin taivutusväsymisrajan tai -kestorajan mukaan määritettyä väsymislujuuspiirrosta. Koska tässä kuormitustapauksessa jännityshuippu taivutukselle on suurempi kuin väännölle, niin myös vertailujännitys jännitysamplitudille on oletettavasti suurempi. (Airila ym. 1997, 328.)

Alustavassa laskelmassa taivutusvaihtolujuutena käytettiin vetomurtolujuudesta saatua arvoa, jossa kertoimena nuorrutusteräkselle oli 0,44 (Airila ym. 1997, 322-328). Taivutusvaihtolujuus on tässä tapauksessa liian yliampuva, sillä todellisuudessa kuljetin ei ole jatkuvasti ajossa, eikä täten kuormanvaihtoja tule akselin käyttöään aikana miljoonia syklejä. Akseli-materiaalin väsymislujuusarvoksi etsitään Wöhlerin käyrältä (Kuva 16) sopiva taivutuskestolujuus tilanteeseen nähden. Wöhlerin käyrä kuvaa materiaalin väsymistä jännityksen suhteessa syklien määrään. Valitaan sopivaksi kuormanvaihto sykliksi 50000 kertaa ja käyrältä oikea mitoitusarvo.

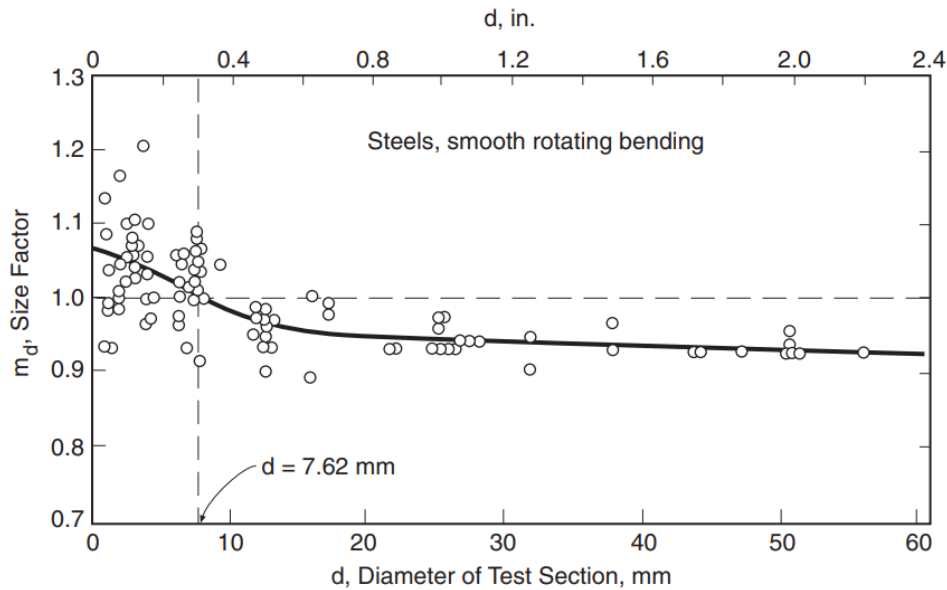


Kuva 16. Wöhlerin käyrä 42CrMo4 nuorrutusteräkselle (IOP Science)

Väsymislujuusarvo on vielä muunnettava akselin kannalta oikeaan tilanteeseen. Taulukkojen ja Wöhlerin käyrän arvot ovat vakioita, jotka koskettavat pieniä, alle 10 mm halkaisijaltaan olevia kiillotettuja pyörötankoja (Airila ym. 1997, 329). Todellisuudessa akseli on hieman heikompi johtuen suuremmasta koosta ja huonommasta pinnanlaadusta. Vakio arvot kerrotaan pinnanlaatukertoimella K (Kuva 17) ja kokokertoimella m (Kuva 18), jotka pienentävät akselin väsymislujuusarvoa.



Kuva 17. Pinnanlaatukerroin (Dowling Norman 2012, 504)



Kuva 18. Akselin kokokerroin (Dowling Norman 2012, 503)

Pinnanlaatukertoimeksi nuorrutusteräkselle saadaan 0.9 ja kokokertoimeksi akselihalkaisijaksi 0.95. Kertoimet lisätään taivutuskestolujuuteen ja lasketaan varmuusluku n väsymisen suhteen kaavalla 11.

$$n = \frac{m \times K \times \sigma_{tN}}{\sigma_{avert}}, \text{ missä} \quad (11)$$

m = kokokerroin

K = pinnanlaatukerroin

σ_{tN} = taivutuskestolujuus

σ_{avert} = vertailujännitys jännitysamplitudille

Varmuusluvuksi väsymisen suhteen saadaan 2.094, mikä sijoittuu hieman hyväksytyin 1,5...2 välin yläpuolelle.

4.2 3D-Mallinnus

4.2.1 Lähtötiedot

Mallinnus aloitetaan laskujen sekä lähtötietojen perusteella. Lähtötietoja kamarikuivaamon ja kuljetinratojen kokoluokasta saatiin suoraan Metsä Fibreltä, sekä käymällä paikan päällä ottamassa tarkentavia mittoja ja kuvia.

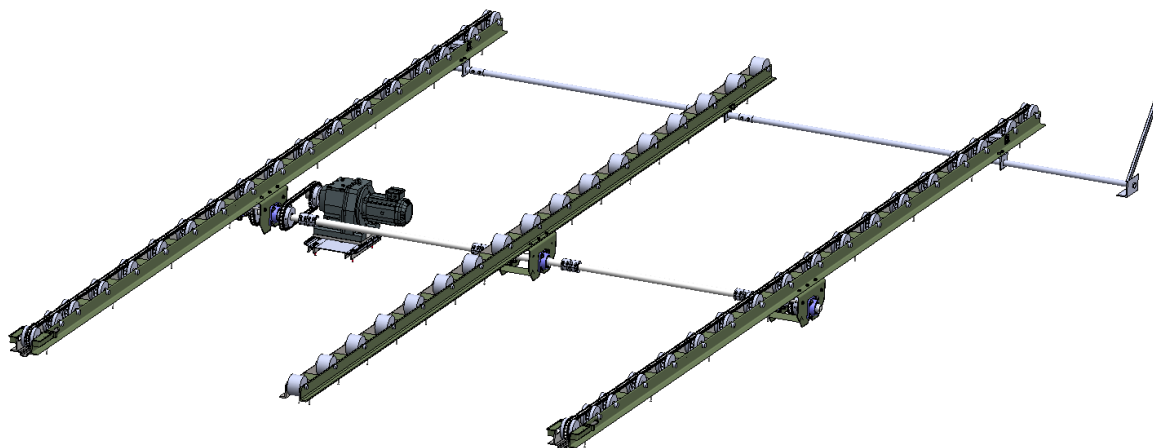
Kamarikuivaamon vanhojen piirustusten perusteella saatiin selville kamarien osien päämitat ja lattiarakenteet. Kaikkien kamarien leveys on 6350 mm ja pituudet vaihtelevat 9050 - 11000 - 16000 mm (Metsä Fibre). Lattia mallinnettiin piirustusten perusteella ja hahmoteltiin monttu sähkömoottorille, uppopumpulle ja akseleille. Lattian rakenne koostuu päällimmäisestä 50 mm paksuisesta betoni valusta, jonka alla on 50 mm paksuinen styrox levy. Alapuolella on erikokoisia betonipalkkeja pystyssä, poikittain sekä pituussuunnassa tukemassa kuljettimia.

4.2.2 Kuljettimet

Puukuormat kulkevat kolmea kuljetinta eli rullarataa pitkin, joista reunimmaiseta ovat vetäviä ja keskimäinen vapaa rullarata. Rullaradat ovat 2060 mm etäisyydeltä toisistaan. Sähkömoottori on sijoitettu keskelle rullaratoja pituussuunnassa, jotta ketjukäyttöä olisi mahdollista ajaa molempiin suuntiin tarvittaessa pienellä rasituksella.

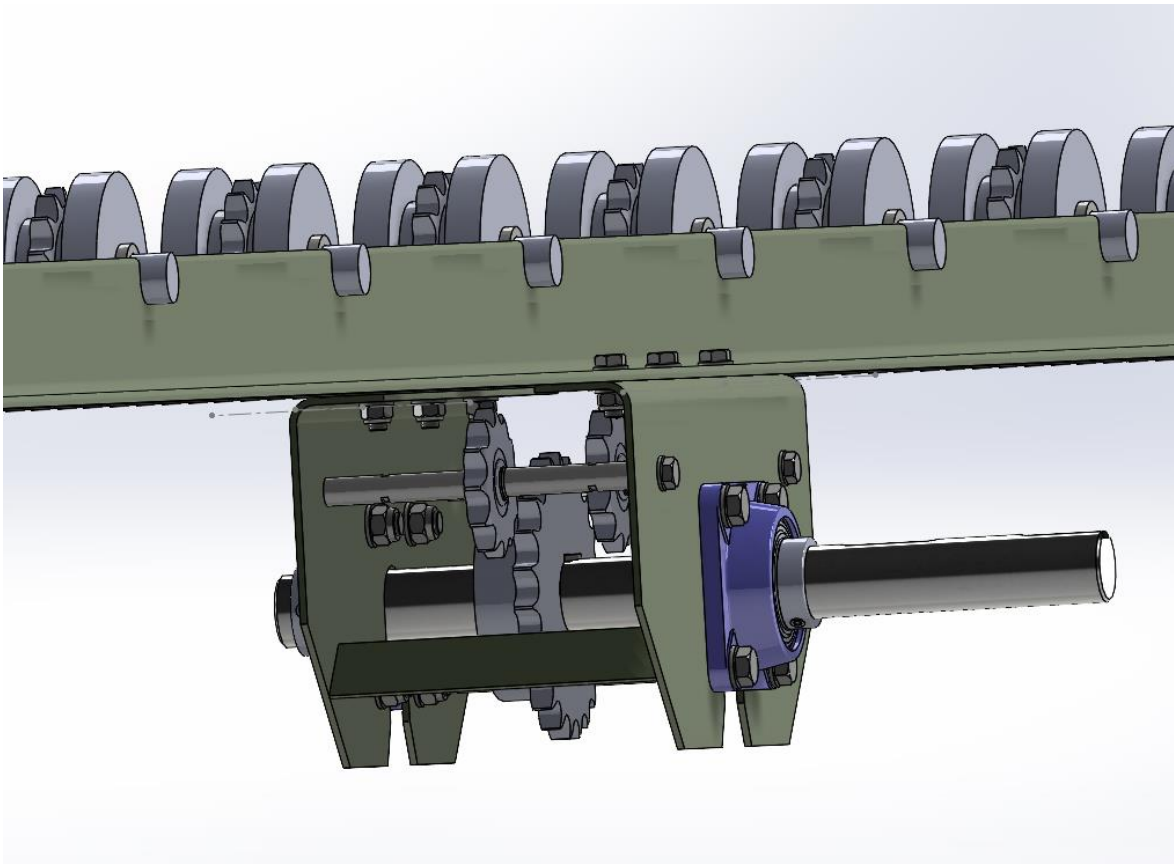
Rullaradan rakenteessa on käytetty kahta L 100x50x8 profiilia vastakkainen niin, että väliin on jäänyt tilaa 107 mm kuivaamorullalle. L-profiilien väliin on hitsattu tukikappaleita ja ketjunohjaimia tasaisin välimatkoin vahvistukseksi sekä ketjun kulkureitin määrittämiseksi. L-profiiliin on leikattu paikat kuivaamorullien akselille niin, että rullan voi tiputtaa paikalleen. Rullaradat kiinnitetään lattian alla oleviin betonipalkkeihin M12 ankkuritangoilla. Reunimmaisten rullaratojen alle sijoitetaan kiinnitysvaiheessa hardox -levystä taivutetut ketjukourut.

Kuvassa 19 näkyy kuljettimien kokonaisuus irtonaisena ympäristöstä. Reunimmaisissa rullaradoissa on erilaiset kuivaamorullat kuin keskimmaisessä, koska kuljetinketju kiertää koko kuljettimen pituudelta siirtäen kuormaa. Kuljettimessa on 18 kuivaamo rullaa, joista suurin osa 550 mm akselivälillä seuraavaan. Kuvassa 20 paremmin näkyvä kuivaamorulla on halkaisijaltaan 150 mm ja leveydeltään 90 mm. Keskellä rullaa kulkee 40 mm ura, jossa on 15-hampainen ketjupyörä. Ketju kulkee kuljettimella rullien päällä osuen urassa oleviin hampaisiin, samalla pyörittäen rullia. Ketjun pinta jää kuitenkin kuivaamorullan pinnan alapuolelle niin, että puukuormista muodostuva pintapaine ei kohdistu suoraan ketjuun, vaan rullan pintaan. Keskimmaisessä rullaradassa on tasaiset 150x95 mm rullat. Kuivaamorullien päällä, eteenpäin radoilla, kulkee puukuormat U-palkeilla. U-palkit ovat kooltaan 120x55x1720 ja niissä on juuri sopivan kokoinen ura kuivaamorullille. Reunimmaisissa rullaradoissa on alkupäässä hitsattuna kierrepultilliset ketjunkiristimet.



Kuva 19. Kuljettimet

Keskellä kuljetinta L-profiilien alla on kuudella M12 pultti-mutteriliitoksella kiinnitetty ketjuvälitys kokoonpano (Kuva 20). Kokoonpano koostuu kahdesta 5 mm paksuisesta kannatinlevystä, joiden väliin ketjuvälitys on koottu. Kannatinlevyjen väliin on hitsattu kaksi 232 mm pituista tukipalaa. Käyttöakselille on kannatinlevyihin leikattu pudotusaukko asentamisen helpottamiseksi. 23-hampainen ketjupyörä, SH1-23/50, on kiinnitetty akseliin kiilalla ja kahdella pidätin ruuvilla. Lisäksi ketjun toiminnan varmistamiseksi on lisätty kaksi 12-hampaista taittopyörää omille 20 mm halkaisijan akseleilleen. Kiristyspyörät ovat ketjulle valittuja kuu-lalaakeroituja CKP-12 malleja. Kiristyspyörät on kiinnitetty keskelle akselia lukkorenkailla sitä varten, että ne eivät varmasti pääse liikkumaan akselin suunnassa ketjun aiheuttamasta voimasta.

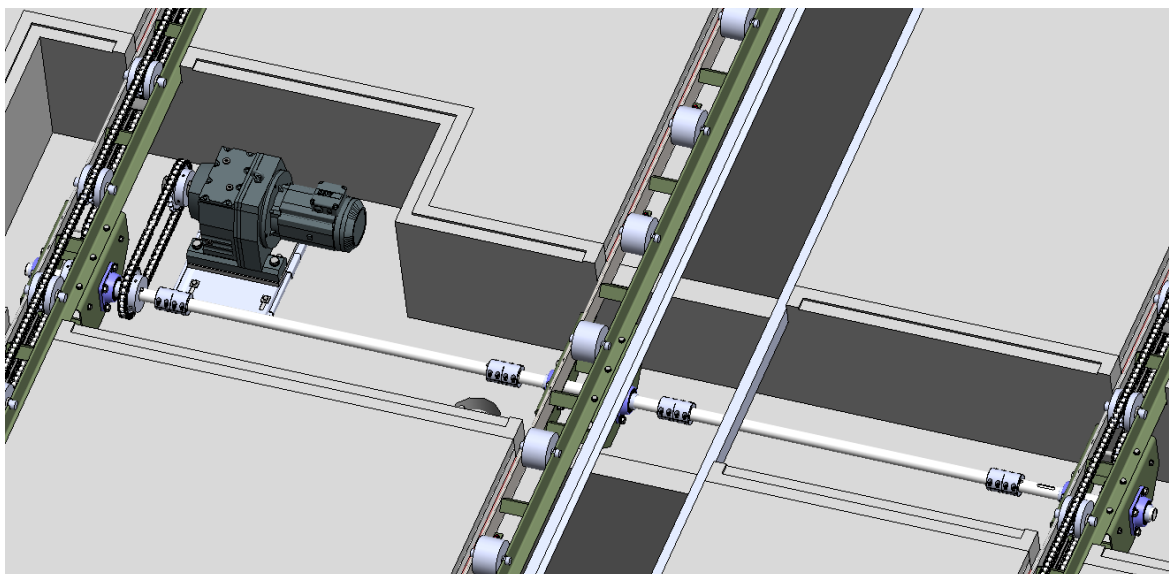


Kuva 20. Kuljettimen ketjuvälitys

4.2.3 Käyttöakselit

Voimansiirto välittyy sähkömoottorilta käyttöakselille, joka koostuu viidestä osasta. Kuljettimien kohdalla akseliosan pituus on noin 600 mm, ja väliosan pituus noin 1300 mm. Kokonaisuudessaan akselin pituus on 4510 mm ja osat on liitetty yhteen jäykillä akselikytkimillä. Akselin osiin on koneistettu paikat kiilateräksille sitä varten, että momentti välittyy akselille ja hammaspyörille. 50 mm akseli on toleranssia h9 koko matkalta.

Kuvassa 21 näkyy kokonaisuudessaan käyttöakselin rakenne. Se kasataan laittamalla ensiksi kuljettimet paikoilleen, joiden mukana lyhyet osat osuvat paikalleen. Akselikytkimet ovat kaksi osaisia ja puolikkaat kiinnitetään toisiinsa pulteilla. Kiilat laitetaan paikoilleen ennen puolikkaiden asentamista.

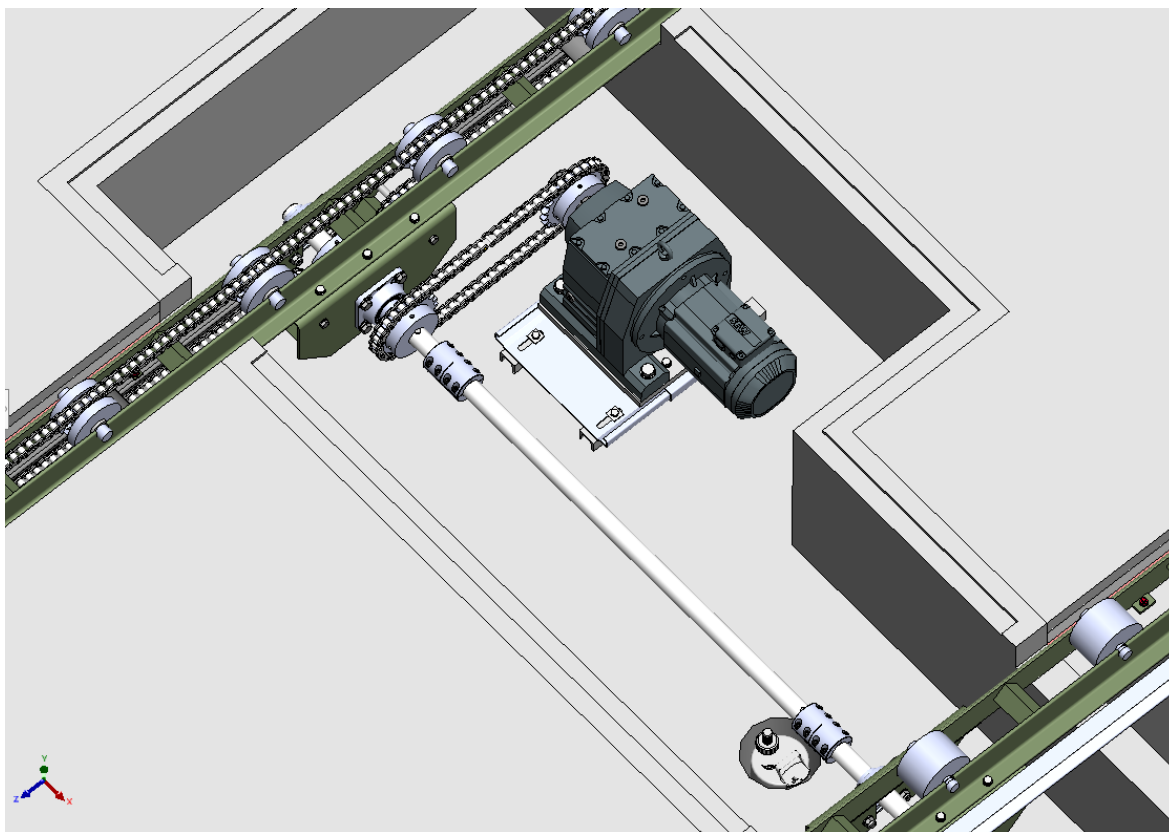


Kuva 21. Akselikokonaisuus

4.2.4 Akselimonttu

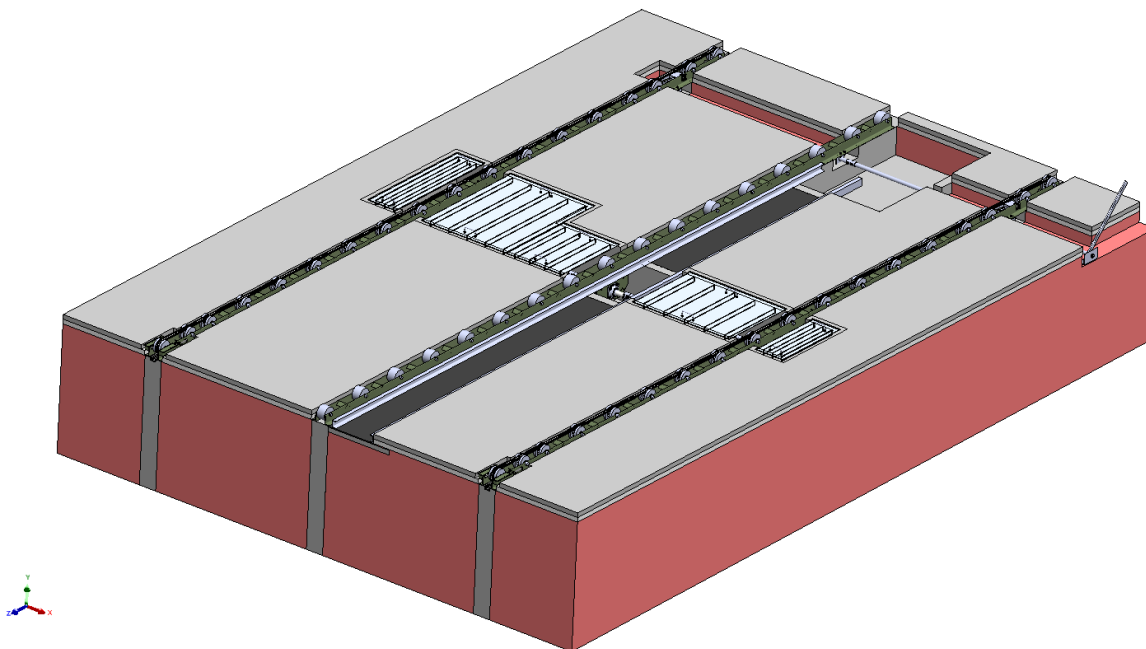
Lattiaan on leikattava tarvittavan kokoinen syvennys käyttöakselille ja sähkömoottorille. Leikkauksen syvyyden määrittää ketjuvälitys ja sähkömoottorin malli. Lisäksi sähkömoottori asennetaan säädettävän moottorialustan päälle sitä varten, että ketjukireyttä voidaan säätää ja asennus helpottuu. Moottorialusta puolestaan istuu kahden U-palkin päällä, jos likaa ja kosteutta pääsee kertymään pohjalle niin paljon, että alustan säädön toiminta jää riskialttiiksi. Montun syvyydeksi on tultava 560 mm niin, että reunat ja pohja on valettu rakennussuunnittelijan suunnitelmien mukaan. Reunimmaisten kuljettimien ketjulinjasta on välimatkaa syvennyksen reunoille 450 mm, mikä on riittävä vara työskentelylle tarpeen tullen.

Montun pohjalle on myös tehtävä kaivo uppopumpulle ylimääräisen kosteuden ja likaveden poistamiseksi (Kuva 22). Montun pohjan betoni valetaan 1:100 kaadolla uppopumpun kaivoa kohden. Uppopumpun sijainti keskellä syvennystä pituussuunnassa, käyttöakselin alla, ja 500 mm lähempänä sähkömoottoria syvennyksen leveys suunnan keskilinjaan nähden.



Kuva 22. Lattian leikkaus

Lattiaan leikattu monttu peitetään ihmisen painoa kestäväillä suojalevyillä (kuva 23). Levyä suunniteltaessa on ollut ehtona, että se kestää 250 kg painoa neliometriä kohden. Levyt on valmistettu 3 mm alumiini kyynelleevystä (EN-AW 5754), jonka alla 8x50 kokoiset T6 alumiinilattatangot tukemassa levyä. Suurin peitelevyistä, suoraan moottorin päällä oleva, painaa 19 kg. Paino on osittain syy sille, miksi käytettävä materiaali on alumiinia eikä terästä. Jokaisessa peitelevyssä on kaksi nostokahvaa sitä varten, että ne voi siirtää työparin kanssa.



Kuva 23. Pääkokoonpano väliradasta

Radan lopussa on kahvakäyttöinen pysäytin, jotta puukuormat eivät vahingossakaan kulkeudu liian pitkälle. Pysäyttimen kahva on meno suuntaan katsoessa oikeassa reunassa seinän vieressä. Pysäyttimen käyttöakseli kulkee samalla tavalla kuin ketjukäytössä koko matkan reunimmaisten akselien välillä. Keskimmaisella kuljettimella ei ole erillistä pysäytin mekanismia, vaan ne ovat reunoilla. Kahvaa kääntäessä akseliin liitetyt pysäyttimet nousevat ylös sen verran, että U-palkit pysähtyvät niihin.

5 Yhteenveto ja pohdinta

Työn tarkoituksena oli päivittää kamarikuivaamon vanha tapa siirtää kuivauksessa olevia rimakuormia uuteen, ketjulla toimivaan, malliin. Suunnittelu aloitettiin saatujen lähtötietojen pohjalta, joita olivat sähkömoottorin malli, vanhat piirustukset kamarikuivaamosta ja ketjutyypin. Väiliradasta luotiin karkea 3D-malli SolidWorksilla ja siihen hahmoteltiin leikkaus sähkömoottorille sekä käyttöakselille.

Sähkömoottorin ja ketjutyypin perusteella päästin suunnittelemaan ketjuvälitystä. Aluksi tarkastettiin ketjun kestävyys rimakuormien liikuttamiseen, mikä osoittautuikin laskennan pohjalta varsin kriittiseksi. Asiakkaan kanssa asiasta keskusteltaessa kävi ilmi, että laskennassa on käytetty turhan suurta varmuutta kamarikuivaamon kuljettimen tapaukseen nähdessä ja todettiin, että alustava rullaketju, RS16B1, olisi sopiva voimansiirrolle.

Käyttöakseli oli suunniteltava osissa, sen pituuden ja asennettavuuden takia. Kriittinen akselin osa selvisi momenttien resultanttitarkastelussa kuljettimen alapuolelta, laakerien välillä. Mitoituksen perusteella halkaisijaltaan 50 mm akseli osoittautui hyväksi vaihtoehdoksi. Akselille tehtiin vielä väsymistarkastelu, jonka mukaan mitoituksen varmuusluvuksi tuli yli 2.

Työssä hankalinta oli saada pysymään kuivaamorullien pinta tietyllä etäisyydellä lattian pinnasta siten, että ketju mahtuisi kulkemaan paluupuolella ilman, että se ottaisi kiinni hampaisiin. Tähän tutkittiin erilaisia ratkaisuja, kuten erikokoisia L-profiileja, kuivaamo rullia sekä kuljettimien leikkaamista osiksi. Ratkaisuksi päädyttiin leikkaamaan kuljettimen alle lattiaan ura ketjukourulle, jossa ketju kulkisi ohjureiden painamana.

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. 4. painos. Porvoo: WS Bookwell Oy.

Downing, N.E. 2012. Mechanical behaviour of materials. 4. painos. Harlow: Pearson Education. Viitattu 29.5.2022. Saatavissa

https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/4204119/mod_resource/content/1/Livro%20Downing-Mechanical%20Behavior%20of%20Materials%20%284th%20Edition%29.pdf

Engineering Choice. 2022. Viitattu 17.11.2022. Saatavissa

<https://www.engineeringchoice.com/what-is-belt-drive/>

Engineering Learn. 2022. Viitattu 15.11.2022. Saatavissa

<https://engineeringlearn.com/types-of-chain-drive-mechanism-uses-design-applications-advantages-disadvantages/>

IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Comparison of the mechanical behavior of materials subjected to specific operating conditions. Viitattu

28.5.2020. Saatavissa <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/378/1/012007/pdf>

JAME-SHAFT. 2022. Viitattu 20.5.2022. Saatavissa <https://jameshaft.fi/fi/hiiletyskarkaisu/>

Matikainen, J. 2022. Kunnossapidon suunnittelija. Metsä Fibre Lappeenrannan saha.

Metsä Group. Viitattu 5.5.2022. Saatavissa <https://www.metsagroup.com/fi/>

Ovako AB. Nuorrutusteräkset. 2022. Viitattu 28.5.2022. Saatavissa

<https://www.ovako.com/globalassets/global-blocks/ovako-product-catalog.pdf>

Pro Puu -keskus. Viitattu 6.5.2022. Saatavissa <https://puuproffa.fi/puutieto/puun-kuivaus/kamarikuivaamo/>

SFS 2631. Lieriömäiset akselinpäät. Pitkät ja lyhyet halkaisijoille 6...630 mm. 2000.

Viitattu 28.5.2022

SMLease Design. 2022. Viitattu 17.11.2022. Saatavissa

<https://www.smlease.com/entries/mechanism/what-is-belt-drives-type-advantages-and-disadvantages/>

Ketjuvälitys välirata

R97 DRN100L4 - käyttöakseli

ensiönopeus $n_1 := 1456 \frac{1}{\text{min}}$

toisionopeus $n_2 := 16 \frac{1}{\text{min}}$

toisiomomentti $M_{to} := 1820 \text{ N}\cdot\text{m}$

välityssuhde $i := 92.48$

moottoritaajuus $f := 50 \text{ Hz}$

nimellisteho $P_{nim} := 3 \text{ kW}$

Ketjuvälityksen laskenta

Käyttöketju

ensiöhammaspyörä $Z_1 := 23$

toisiohammaspyörä $Z_2 := 23$

$$i_1 := \frac{Z_2}{Z_1} = 1$$

käyttökerroin
(tasainen,
ketjukuljetin)
(Taulukko 6.2-2)

$$k_k := 1$$

hammaslukukerroin
(6.2-7) $k_z := \left(\frac{19}{Z_1}\right)^{1.085} = 0.813$

Laskennallinen teho
(6.2-6) $P_{lask} := k_k \cdot k_z \cdot P_{nim} = 2.43834 \text{ kW}$

Suunnittelussa laskennallisen tehon ja pienemmän ketjupyörän nopeuden avulla valittaisiin rullaketjünkoko käyrästä 6.2-10 mukaan. Tässä tapauksessa laskennan perusteella sopiva koko olisi 24B, mutta valitaan 16B.

Ketju RS16B-1, asiakkaan vaatima https://tt-net.tsubakimoto.co.jp/tecs/pdct/cdc/pdct_Dtl_CRCB.asp?kata=RS16B-1

ketjujako $p := 25.4 \text{ mm}$ ketjun paino $q := 2.7 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}}$

alustava akseliväli $a_0 := 20 \cdot p = 508 \text{ mm}$ murtokuorma $F_m := 70 \text{ kN}$

| | | |
|---|--|----------------------------------|
| Lenkkilukukerroin (6.2-8) | $k_x := \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \pi} \right)^2 = 0$ | |
| Alustava lenkkiluku (6.2-10) | $x_0 := 2 \left(\frac{a_0}{p} \right) + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + k_x \cdot \frac{p}{a_0} = 63$ | valitaan 65 lenkkiä $X := 65$ |
| Etäisyyskerroin (6.2-11) | $k_1 := X - \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) = 42$ | |
| Tarkka akseliväli (6.2-12) | $a := \frac{p}{4} \left(k_1 + \sqrt{k_1^2 - 8 \cdot k_x} \right) = 533.4 \text{ mm}$ | |
| Ketjunopeus (6.2-8) | $v := n_2 \cdot p \cdot Z_1 = 0.156 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ | |
| Akselivälikerroin (Taulukko 6.2-3) | $k_a := 0.85$ | |
| Ketjunmuotokerroin, normaalilenkki | $k_m := 1$ | |
| Ketjuntyyppikerroin, rullaketju | $k_t := 1$ | |
| Akselikerroin (s. 580) | $k_p := 0.9^{(2-2)} = 1$ | |
| Elinikäkerroin, haluttu elinikä 50000h (s. 580) | $k_e := \sqrt[3]{\frac{15000}{30000}} = 0.794$ | |
| Voitelukerroin, Erittäin puutteellinen voitelu, likaiset olosuhteet (Taulukko 6.2-4) | $k_v := 0.7$ | |
| Tarkennettu laskennallinen teho (6.2-13) | $P'_{lask} := \frac{P_{lask}}{(k_a \cdot k_m \cdot k_t \cdot k_e \cdot k_v)} = 5.163 \text{ kW}$ | |

Voimat ketjussa ja laakereissa

Staatinnainen vetokuormitus,
ketjun vetävällä puolella
(6.2-14)

$$F := \frac{P'_{lask}}{v} = 33.143 \text{ kN}$$

Dynaaminen vetokuormitus
(6.2-15)

$$F_d := F \cdot k_k = 33.143 \text{ kN}$$

Keskipakovoima
(6.2-16)

$$F_c := q \cdot v^2 = 0.07 \text{ N}$$

Vetopuolen normaalivoima
(6.2-17)

$$N := F_d + F_c = 33.143 \text{ kN}$$

Varmuudet ketjun
muortokuormaan nähden

Staatinnaiselle kuormitukselle
(6.2-18)

$$n_s := \frac{F_m}{F} = 2.112 \quad n_s \geq 7$$

Dynaamiselle kuormitukselle
(6.2-19)

$$n_d := \frac{F_m}{N} = 2.112 \quad n_d \geq 5$$

Laakeripinnan ala

$$A := 15.88 \text{ mm} \cdot 17.02 \text{ mm} = 270.278 \text{ mm}^2$$

(Halkaisija x Leveys)

Lenkin laakeripinnan pintapaine
(6.2-20)

$$p_p := \frac{N}{A} = 122.626 \text{ MPa}$$

Sallittu pintapaine

$$p_{sall} := \frac{F_m}{A} = 258.993 \text{ MPa}$$

Välityksen toimintaikä
pintapaineen funktiona
(Taulukko 6.2-5)

$$\frac{p_{sall}}{p_p} = 2.112$$

Käyttöpöyrä - ketjupöyrä, kuljetinketju

$$\text{Käyttöpöyrä} \quad n_2 := 16 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad z_2 := 23$$

$$\text{Ketjupöyrä} \quad n_1 = ? \quad z_1 := 15 \quad i_2 := \frac{z_2}{z_1} = 1.533$$

$$n_1 := n_2 \cdot i_2 = 24.533 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\text{Alustava akseliväli} \quad a_0 := 4366 \text{ mm}$$

$$\text{Ketjunopeus ketjupöyrällä} \quad v_2 := n_1 \cdot z_1 \cdot p = 9.347 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$\text{Hammasluku/välityssuhdekerroin} \quad k_z := \left(\frac{19}{z_1} \right)^{1.085} = 1.292$$

$$\text{Laskennallinen teho} \quad P_{\text{lask}} := k_k \cdot k_z \cdot P_{\text{nim}} = 3.877 \text{ kW}$$

$$\text{Lenkkilukukerroin} \quad k_x := \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \pi} \right)^2 = 1.621$$

(6.2-8)

$$\text{Alustava lenkkiluku} \quad x_0 := 2 \left(\frac{a_0}{p} \right) + \frac{z_1 + z_2}{2} + k_x \cdot \frac{p}{a_0} = 362.789$$

(6.2-10)

valitaan 363 lenkkiä
 $X := 363$

$$\text{Etäisyyskerroin} \quad k_1 := X - \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) = 344$$

(6.2-11)

$$\text{Tarkka akseliväli} \quad a := \frac{p}{4} \left(k_1 + \sqrt{k_1^2 - 8 \cdot k_x} \right) = 4368.68 \text{ mm} \quad \tan \alpha := \frac{230}{4360} = 3.022 \text{ deg}$$

(6.2-12)

$$\text{Ketjunopeus} \quad v := n_2 \cdot p \cdot z_1 = 0.102 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

(6.2-8)

$$\text{Akselivälikerroin} \quad k_a := 1.15$$

(Taulukko 6.2-3)

$$\text{Ketjunmuotokerroin, normaalilenkki} \quad k_m := 1$$

$$\text{Ketjunmuotokerroin, rullaketju} \quad k_t := 1$$

Akselikerroin
(s. 580)

$$k_p := 0.9^{(2-2)} = 1$$

Elinikäkerroin,
haluttu elinikä 50000h
(s. 580)

$$k_e := \sqrt[3]{\frac{30000}{50000}} = 0.843$$

Voitelukerroin,
Erittäin puutteellinen voitelu,
likaiset olosuhteet
(Taulukko 6.2-4)

$$k_v := 0.7$$

Tarkennettu laskennallinen teho
(6.2-13)

$$P'_{lask} := \frac{P_{lask}}{(k_a \cdot k_m \cdot k_t \cdot k_e \cdot k_v)} = 5.71 \text{ kW}$$

Voimat ketjussa ja laakereissa

Staatinen vetokuormitus,
ketjun vetävällä puolella
(6.2-14)

$$F := \frac{P'_{lask}}{v} = 56.204 \text{ kN}$$

Dynaaminen vetokuormitus
(6.2-15)

$$F_d := F \cdot k_k = 56.204 \text{ kN}$$

Keskipakovoima
(6.2-16)

$$F_c := q \cdot v^2 = 0.03 \text{ N}$$

Vetopuolen normaalivoima
(6.2-17)

$$N := F_d + F_c = 56.204 \text{ kN}$$

Laakeripinnan ala

$$A := 15.88 \text{ mm} \cdot 17.02 \text{ mm} = 270.278 \text{ mm}^2$$

(Halkaisija x Leveys)

Lenkin laakeripinnan pintapaine
(6.2-20)

$$p_p := \frac{N}{A} = 207.951 \text{ MPa}$$

Sallittu pintapaine

$$p_{sall} := \frac{F_m}{A} = 258.993 \text{ MPa}$$

Välityksen toimintaikä
pintapaineen funktiona
(Taulukko 6.2-5)

$$\frac{p_{sall}}{p_p} = 1.245$$

Sallittu maksimivenymä 2%

$$L_{kok} := 50.8 \text{ mm} \cdot X = 18.44 \text{ m}$$

Ketjunkiristimellä tulisi olla säätövara venymän verran.

$$\delta_{sall} := L_{kok} \cdot 2\% = 368.808 \text{ mm}$$

Ketju kulkee molemmilta puolilta, ketjupyörän säätövara puolet maksimi venymästä

$$L_s := \frac{\delta_{sall}}{2} = 184.404 \text{ mm}$$

Hitsin kestävyys ketjunkiristimessä

hitsin kokonaispituus
murtolujuus mat.
korrelaatiokerroin
osavarmuuskerroin

$$l := 159 \text{ mm}$$

$$f_u := 450 \text{ MPa}$$

$$\beta_w := 0.9$$

$$\gamma_{M2} := 1.25$$

$$a := \frac{N}{l} \cdot \frac{\sqrt{3} \beta_w \cdot \gamma_{M2}}{f_u} = 1.531 \text{ mm}$$

Vähintään a=3mm

Tehonsiirtoakselin laskenta ja mitoitus

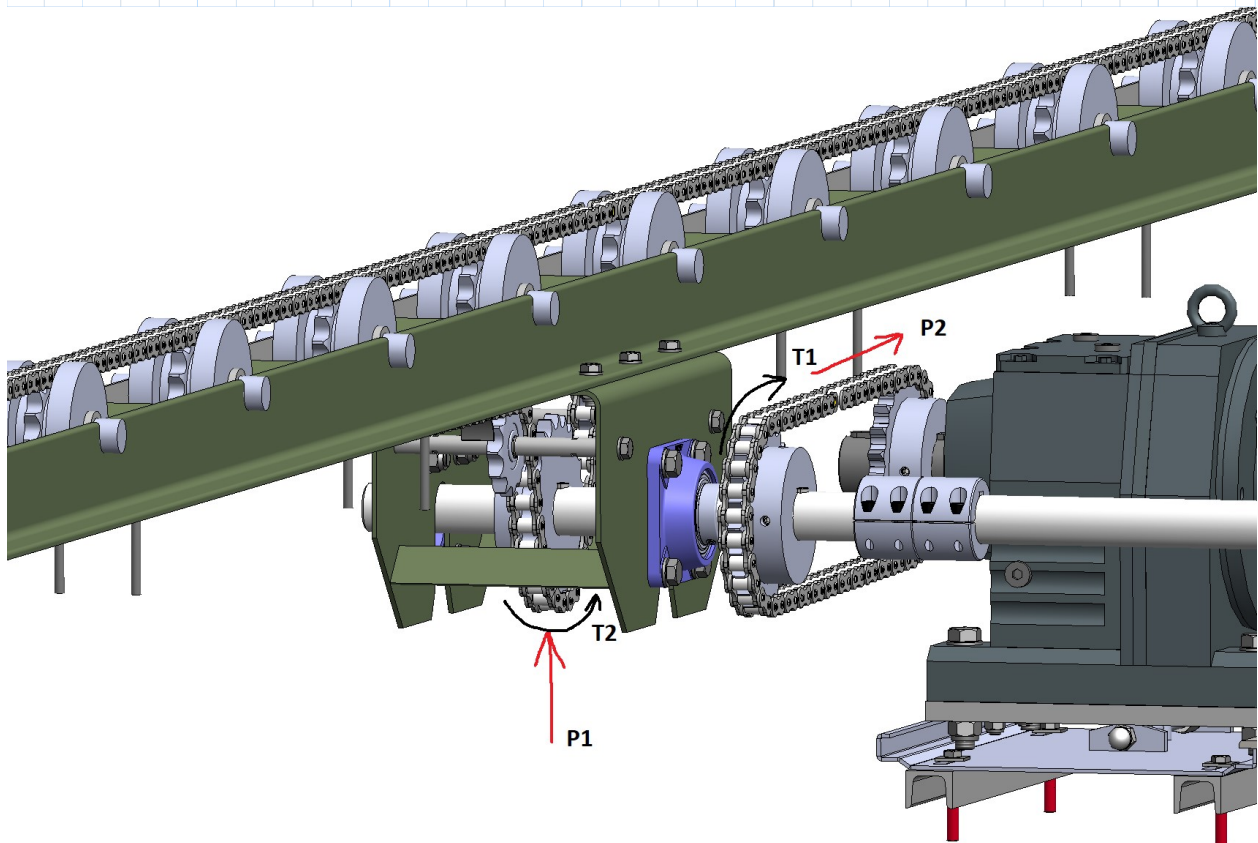
Materiaali $R_e := 750 \text{ MPa}$
nuorrutusteräs $R_m := 1100 \text{ MPa}$
42CrMo4

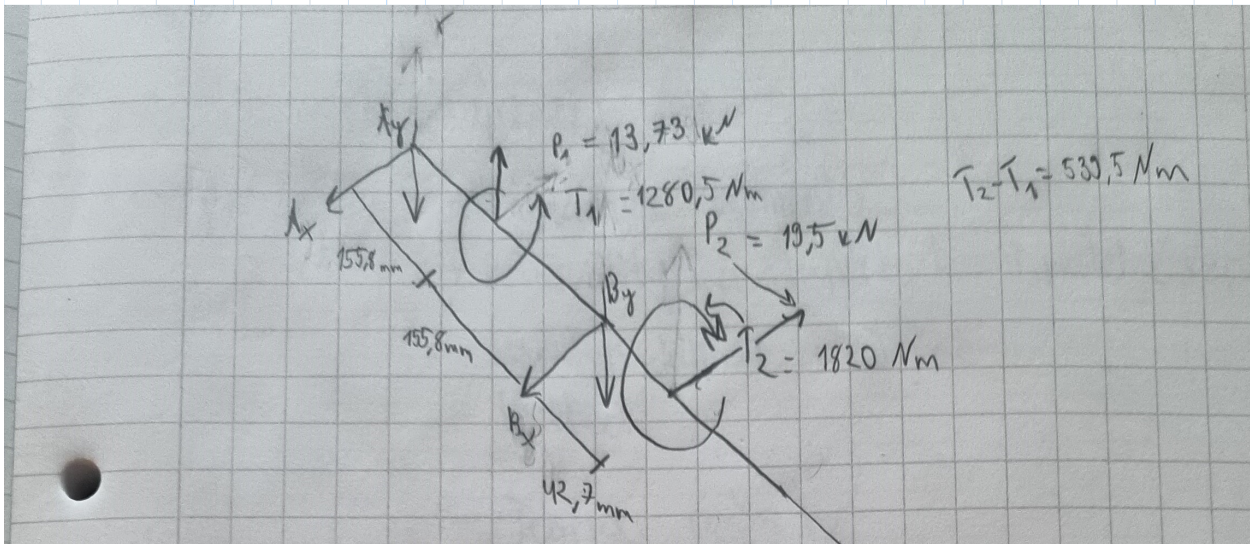
Alustava varmuusluku $n := 2$

Sallittu vääntöjännitys $\tau_{sall} := 0.7 \cdot \frac{R_e}{2} = 262.5 \text{ MPa}$

Vaihdemoottorin toisiomomentti (T1) $M_v := 1820 \text{ N}\cdot\text{m}$

Kuormitusta kahdesta tasosta (y ja x)





vapaakappalekuva

Kuljetinkuorman aiheuttama
vääntömomentti

Rimakuorma $m := 12000 \text{ kg}$

Rimakuormia on pisimmällä radalla (C) 7 kappaletta, jakautuen 3
kuljettimelle ja 2 ketjulle

$$m_{\text{tod}} := \left(\left(\frac{7 \cdot m}{3} \right) \right) \frac{1}{2} = 14000 \text{ kg}$$

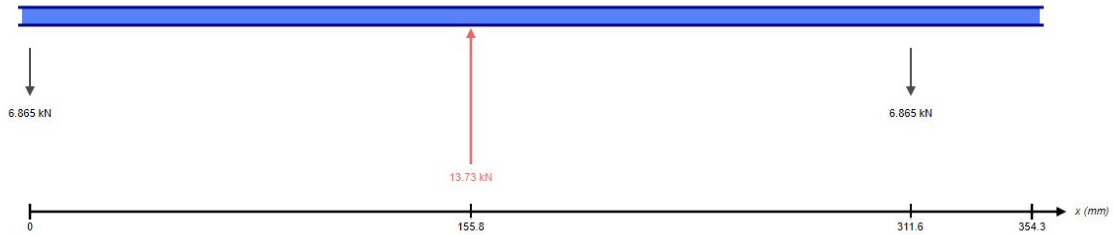
kitkakerroin (arvioitu) $\mu := 0.1$

Vastustava voima (P1) $F_{r1} := m_{\text{tod}} \cdot g \cdot \mu = 13.729 \text{ kN}$

Ketjupyörän jakohalkaisijan
säde $r_p := \frac{186.54 \text{ mm}}{2} = 0.093 \text{ m}$

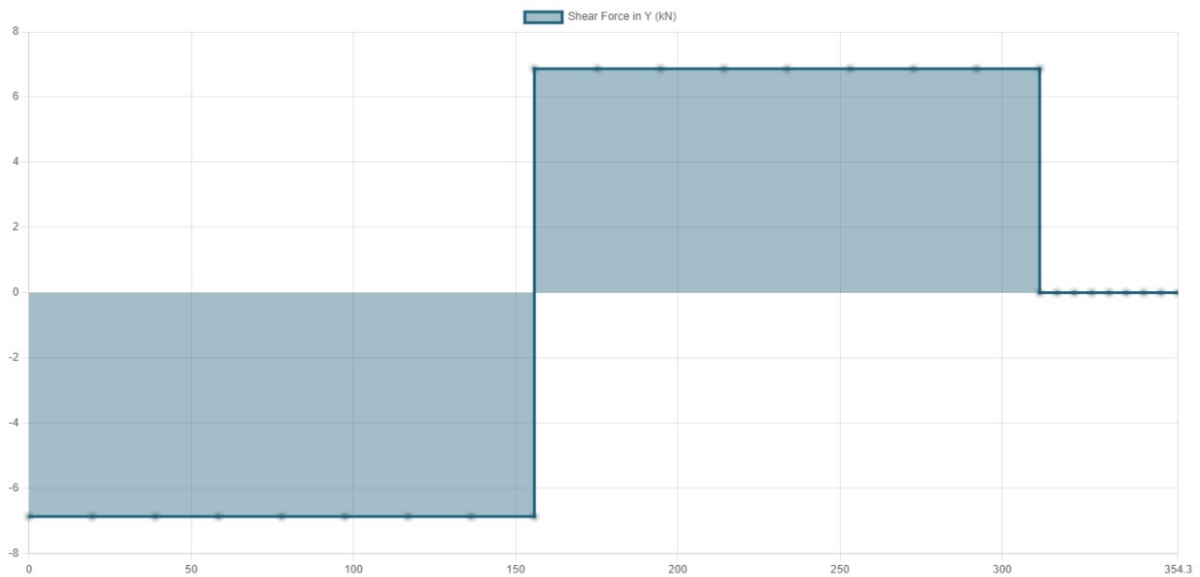
$$T := F_{r1} \cdot r_p = 1280.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maksimi taivutusmomentti
Kuljettimen vastavoimalta



vapaakappalekuva

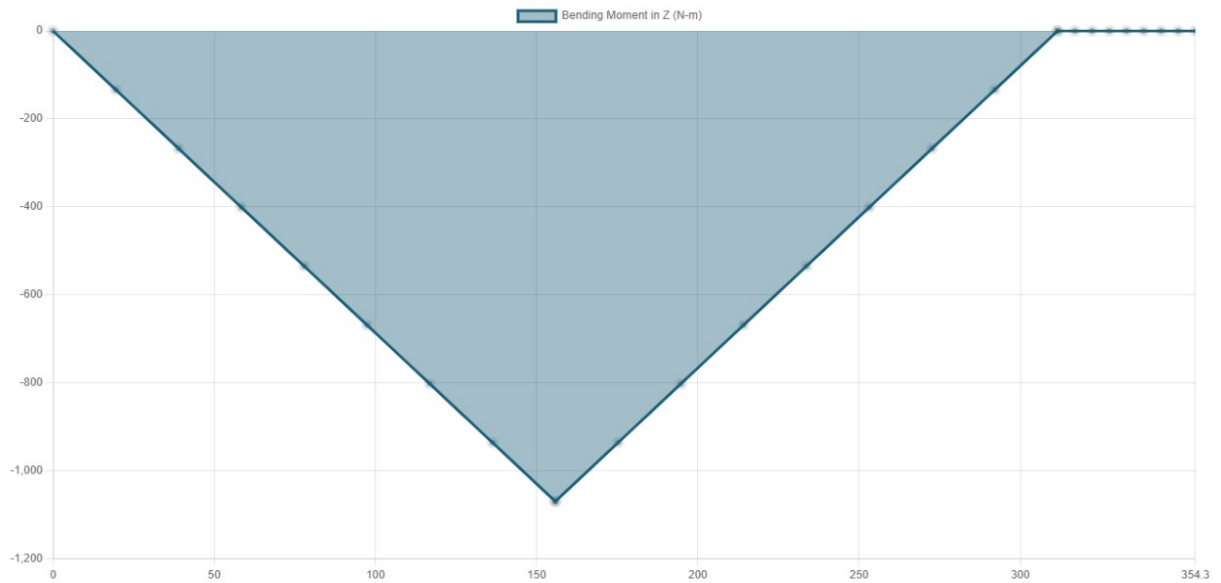
Shear Force Diagram



leikkausvoimakuvaja

Bending Moment Diagram

Reverse BMD Sign Convention 



momenttikuvaaja

Laakeriväli

$$l_1 := 311.6 \text{ mm}$$

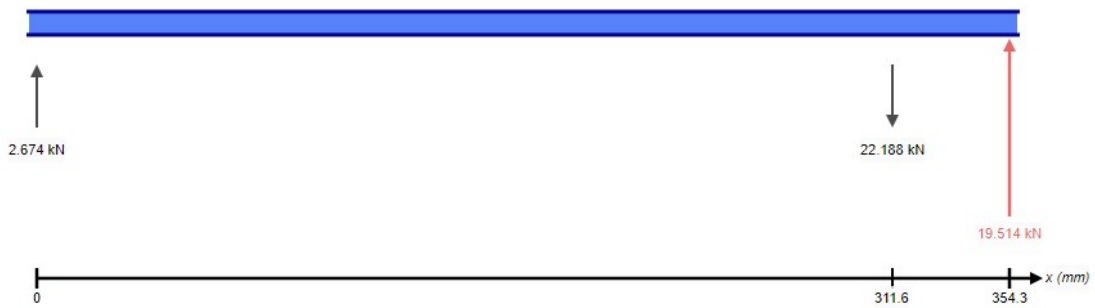
maksimimomentti

$$M_{t1} := \frac{F_{r1} \cdot l_1}{4} = 1069.513 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Maksimi taivutusmomentti vaihdemoottorilta

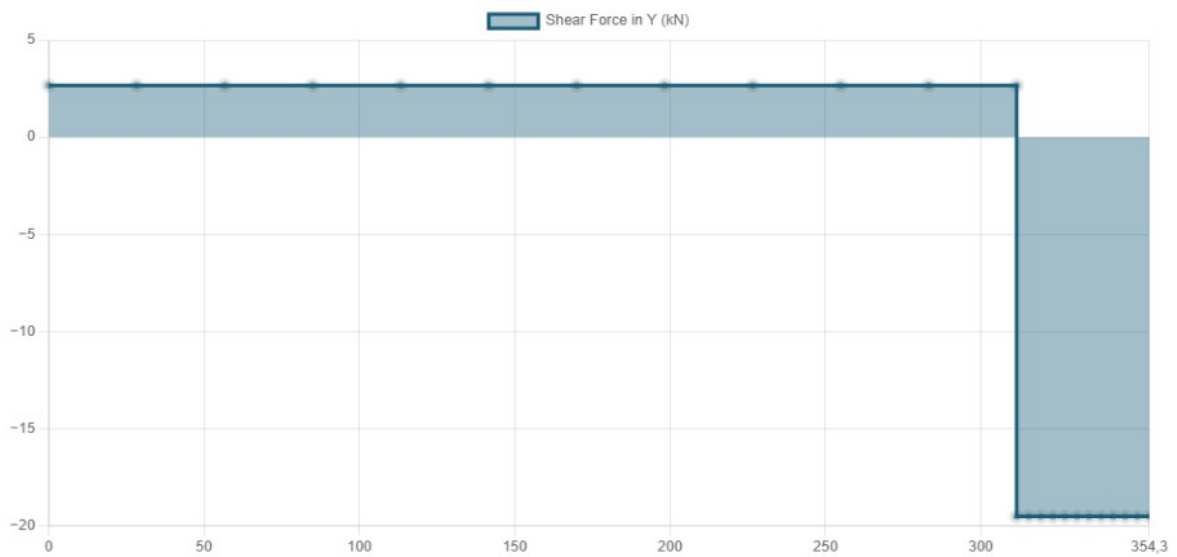
Reactions at Supports

Show Equivalent Loads



vapaakappalekuva

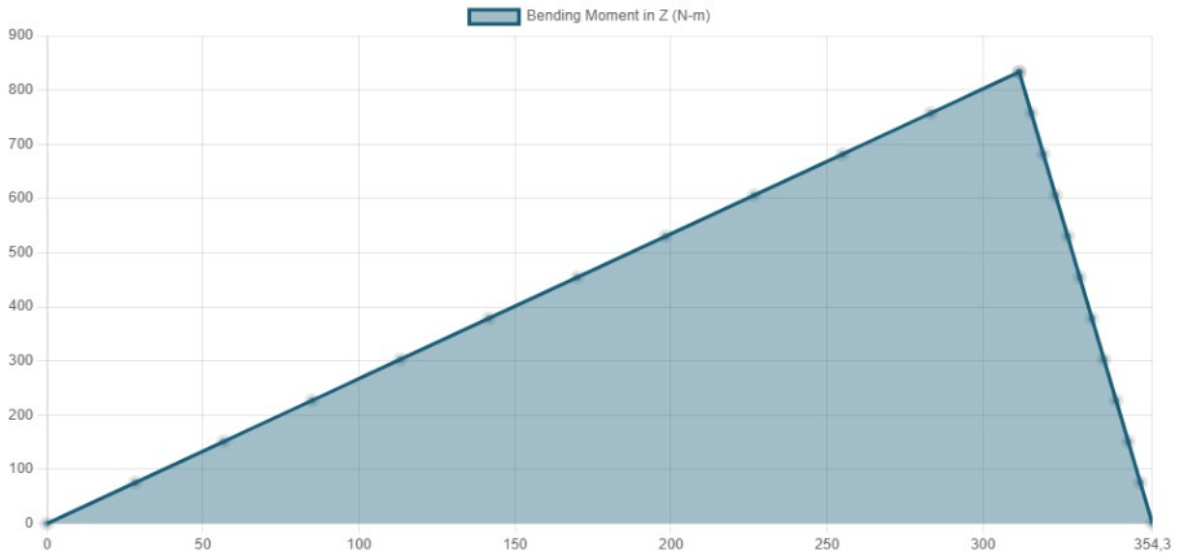
Shear Force Diagram



leikkausvoimakuvaaja

Bending Moment Diagram

Reverse BMD Sign Convention



momenttikuvaaja

ketjuvoima
vääntömomentista (P2)

$$F_{r2} := \frac{M_v}{r_p} = 19.513 \text{ kN}$$

voiman etäisyys laakerille

$$l_2 := 42.7 \text{ mm}$$

maksimimomentti

$$M_{t2} := F_{r2} \cdot l_2 = 833.215 \text{ N}\cdot\text{m}$$

| | A | B | C | D | E | F | G | H |
|----|-------------------------------------|------------------------------|---------------|-------------------------------------|------------------------------|---------------|---|------------------------------------|
| 1 | tapaus 1. etäisyys oik laakeri (mm) | leikkausvoima pisteessä (kN) | momentti (Nm) | tapaus 2. etäisyys vas laakeri (mm) | leikkausvoima pisteessä (kN) | momentti (Nm) | | suurin momenttien resultantti (Nm) |
| 2 | 0,1558 | 6865,00 | 1069,567 | 0,1558 | 2674 | 416,6092 | | 1147,840056 |
| 3 | 0,1458 | 6865,00 | 1000,917 | 0,1658 | 2674 | 443,3492 | | 1094,711539 |
| 4 | 0,1358 | 6865,00 | 932,267 | 0,1758 | 2674 | 470,0892 | | 1044,08123 |
| 5 | 0,1258 | 6865,00 | 863,617 | 0,1858 | 2674 | 496,8292 | | 996,3300541 |
| 6 | 0,1158 | 6865,00 | 794,967 | 0,1958 | 2674 | 523,5692 | | 951,8914005 |
| 7 | 0,1058 | 6865,00 | 726,317 | 0,2058 | 2674 | 550,3092 | | 911,2500206 |
| 8 | 0,0958 | 6865,00 | 657,667 | 0,2158 | 2674 | 577,0492 | | 874,9352331 |
| 9 | 0,0858 | 6865,00 | 589,017 | 0,2258 | 2674 | 603,7892 | | 843,506031 |
| 10 | 0,0758 | 6865,00 | 520,367 | 0,2358 | 2674 | 630,5292 | | 817,5260771 |
| 11 | 0,0658 | 6865,00 | 451,717 | 0,2458 | 2674 | 657,2692 | | 797,5280869 |
| 12 | 0,0558 | 6865,00 | 383,067 | 0,2558 | 2674 | 684,0092 | | 783,9696889 |
| 13 | 0,0458 | 6865,00 | 314,417 | 0,2658 | 2674 | 710,7492 | | 777,1888285 |
| 14 | 0,0358 | 6865,00 | 245,767 | 0,2758 | 2674 | 737,4892 | | 777,3620382 |
| 15 | 0,0258 | 6865,00 | 177,117 | 0,2858 | 2674 | 764,2292 | | 784,4849915 |
| 16 | 0,0158 | 6865,00 | 108,467 | 0,2958 | 2674 | 790,9692 | | 798,3716963 |
| 17 | 0,0058 | 6865,00 | 39,817 | 0,3058 | 2674 | 817,7092 | | 818,6780376 |
| 18 | | | | | | | | |

kriittinen piste momenttien resultantista

kriittinen piste 155.8 mm.

$$M_{t1} = 1069.513 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{t2} := 2674 \text{ N} \cdot 155.8 \text{ mm} = 416.609 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Taivutusmomenttien
resultantti (kulma 90 astetta)

$$M_t := \sqrt{M_{t1}^2 + M_{t2}^2} = 1147.79 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Alustava akselin halkaisija
(Taulukko 4.1-4)

Materiaalin vetomyötöraja

$$R_e := 750 \text{ MPa}$$

Materiaalin
taivutusvaihtolujuus

$$\sigma_{tw} := R_m \cdot 0.44 = 484 \text{ MPa}$$

Lovenvaikutusluku (kiilaura)
väännön ja taivutuksen
suhteen kriittisessä
leikkauksessa (Kuva 4.1-4)

$$K_{fv} := 2.3$$

$$K_{ft} := 2.8$$

$$D := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_{ft} \cdot M_t}{\sigma_{tw}}\right)^2 + \frac{(T)^2}{(R_e)^2}} = 51.884 \text{ mm}$$

Valitaan akselin halkaisijaksi
standardi koko 50mm

$$D := 50 \text{ mm}$$

$$R := \frac{D}{2} = 25 \text{ mm}$$

$$A := \frac{\pi \cdot D^2}{4} = (1.963 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

Väsymisrajamitoitus

Taivutusvastus

$$W_t := \frac{\pi \cdot D^3}{32} = (1.227 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$$

Vääntövastus

$$W_v := \frac{\pi \cdot D^3}{16} = (2.454 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$$

Neliömomentti

$$I := \frac{\pi \cdot D^4}{64} = 306796.158 \text{ mm}^4$$

Nimellinen taivutusjännitys

$$\sigma_{nim} := \frac{M_t}{W_t} = 93.53 \text{ MPa}$$

Nimellinen vääntöjännitys

$$\tau_{nim} := \frac{T}{W_v} = 52.174 \text{ MPa}$$

Leikkausjännitys

$$\tau_Q := \frac{F_{r2}}{A} = 9.938 \text{ MPa}$$

Epäjatkuvuuskohdan
jännityshuippu

$$\tau_{max} := \tau_{nim} \cdot K_{fv} = 119.999 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} := \sigma_{nim} \cdot K_{ft} = 261.885 \text{ MPa}$$

Keskijännitys ja
jännitysamplitudi

$$\tau_m := \frac{\tau_{max}}{2} = 60 \text{ MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{max}}{2} = 60 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m := 0$$

$$\sigma_a := \sigma_{max}$$

Vertailujännitys
keskijännitykselle

$$\sigma_{mvert} := \sqrt{3} \cdot \tau_m = 103.922 \text{ MPa}$$

Vertailujännitys
jännitysamplitudille

$$\sigma_{avert} := \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = 281.751 \text{ MPa}$$

Pinnanlaadunkerroin

$$k := 0.9$$

Mittakerroin

$$m := 0.95$$

Varmuusluku väsymisen
suhteen (kuormanvaihtoja
 $10^7 - 10^8$)

$$n := \frac{m \cdot k \cdot \sigma_{tw}}{\sigma_{avert}} = 1.469$$

haluttu 1.5-2

Todellisuudessa
kuormanvaihtoja vähemmän,
wöhlerin käyrältä sopiva
taivutuskestolujuus
(kuormanvaihtoja $5 \cdot 10^4$)

$$\sigma_{tw} := 690 \text{ MPa}$$

$$n := \frac{m \cdot k \cdot \sigma_{tw}}{\sigma_{avert}} = 2.094$$

Ok

Laakerin kestoikä

SKF FY 50 TR Laippalaakeri

Dynaaminen kantavuusluku $C := 35.1 \text{ kN}$

Ekvivalenttikuormitus $P := \frac{\left(\frac{T}{R}\right)}{2} = 25.611 \text{ kN}$

Eksponentti
(kuulalaakeri) $p := 3$

Pyörimisnopeus $n_1 := 16 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

Nimellinen kestoikä
käyttötunteina (5.2-2) $L_{10h} := \frac{1000000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 20490.8$