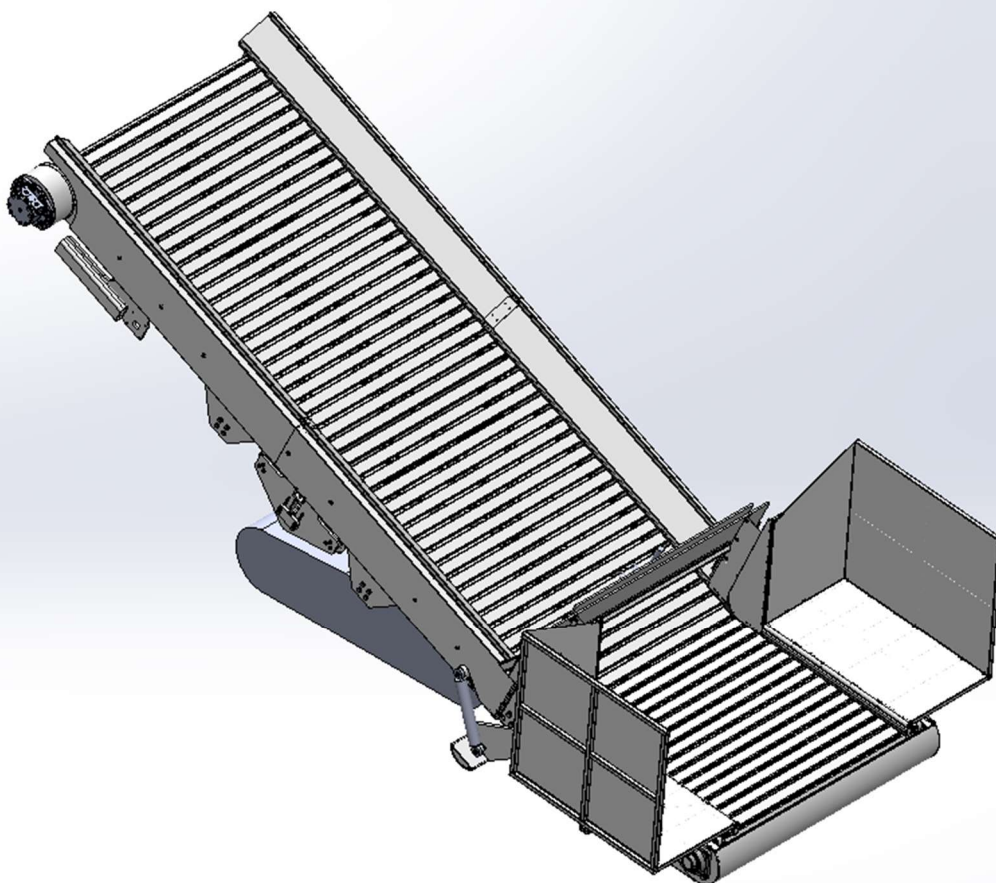


Jukka-Pekka Karuaho

## Ketjukuljettimen suunnittelu



Insinööri (AMK)

Konetekniikka

Syksy 2021



KAMK • University  
of Applied Sciences

## Tiivistelmä

**Tekijä:** Karuaho Jukka-Pekka

**Työn nimi:** Ketjukuljettimen suunnittelu

**Tutkintonimike:** Insinööri (AMK), Konetekniikka

**Asiasanat:** Kuljetin, ketjukuljetin, koneensuunnittelu

Opinnäytetyössä käsitellään Insinööritoimisto Hallenberg Oy:ssä Bekason Oy:lle suunnittelemani mobiilialustalle asennettavaa ketjukuljetinta. Työssä käydään läpi runkorakenteen, komponenttien ja toimilaitteiden suunnittelu- ja mitoitusperiaatteita.

Asiakas halusi hyödyntää käytöstä poistetun kaivurin alavaunun ja dieselmoottorin mobiilikuljettimen perustana korvaamaan pullonkaulaksi muodostuneen pienemmän kuljettimen. Kuljettimen kapasiteetti ei ollut riittävä vastaamaan muun toiminnan nopeuteen eikä kuljettimen sisäinen tilavuus ollut riittävä vastaanottamaan kokonaista kuormaa kerralla. Tämä johti kuorma-auton turhaan seisottamiseen ja toiminnan hidastumiseen.

Lähtökohtana suunnittelulle oli siis kuljetin, joka kykenisi käsittelemään kokonaisen kuormallisen siinä ajassa, mikä kuskilla kestäisi uuden lastin hakemisessa. Suunnittelua ohjaavia tekijöitä olivat asiakkaan määrittelemät alavaunun maksimikuormitus, olemassa olevan dieselmoottorin teho, nostokorkeus ja vastaanoton korkeus sekä kuljettimen ulkomitat, sillä kuljetinta on tarkoitus siirtää kuorma-auton lavetilla työmaalta toiselle.

Aineistona käytettiin pääasiassa mekaaniseen- ja hydrauliseen suunnitteluun liittyvää kirjallisuutta, sekä kuljetin-, -ketju- ja hihnavalmistajien materiaalia. Kuljettimen osista tehtiin 3D-mallit (yksittäiset osat ja kokoonpanot) ja työkuvat (hitsaus, koneistus, kokoonpano, leikeradat) käyttämällä Solidworksia.

## **Abstract**

**Author(s):** Karuaho Jukka-Pekka

**Title of the Publication:** Designing a chain conveyor

**Degree Title:** Bachelor of Engineering, Mechanical Engineering

**Keywords:** conveyor, chain conveyor, mechanical engineering

In this thesis I cover my design work of a chain conveyor mounted on a mobile platform for Bekason Oy while working in Insinööritoimisto Hallenberg Oy. The thesis deals with the design principles for structures, components and equipment.

The customer wanted to utilize the tracks and diesel engine from a decommissioned excavator as a basis for a mobile conveyor to replace a smaller system that had become a bottleneck. The capacity of the smaller conveyor was incapable to match the speed of production requirements and the inner volume of the conveyor was too small to receive a full load. This led to the truck standing still and to a general slowing of production.

The basis for design was a conveyor that could process a full load from a truck in the time that it would take the driver get another load. Things that guided the overall design during my work were the maximum load of the carriage, power output of the diesel engine, lift height, height of the receiving end and the overall dimensions that were specified by the customer. The conveyor was to be designed in a way that it could be transferred from worksite to worksite on a truck's carriage.

Most of the source material came from literature focused on mechanical and hydraulic engineering and from materials of conveyor, chain and belt manufacturers. 3D-models (parts and assemblies) and schematics (welding, machining, assembly and cutting routes) were made using Solidworks.

## Sisällys

1	Johdanto .....	1
2	Alustava suunnittelutyö.....	2
2.1	Nousukulman ja hihnan profiloinnin vaikutus materiaalin vierintäkulmaan.....	2
2.2	Massavirta ja hihnan kulkunopeus.....	4
2.3	Hihna- ja ketjuvoima .....	5
2.4	Hydraulimoottorin ja pumpun mitoitus .....	7
2.5	Vetoakselin mitoitus.....	10
3	Rakennesuunnittelu ja komponenttivalinnat.....	11
3.1	Runko.....	11
3.2	Akselit, laakerit ja nivelet .....	21
3.3	Ketju, ketjupyörät ja kuorman kantolevyt .....	23
3.4	Suojat.....	26
3.5	Hydraulimoottori ja pumppu .....	27
3.6	Sylinterit .....	28
3.7	Laskentataulukoiden hyödyntäminen suunnittelutyössä .....	30
4	Loppusanat .....	32
	Lähteet.....	33
	Liitteet	

## **Käsitteet**

### **Ketjukuljetin**

Ketjukuljettimella tarkoitetaan kuljetintyyppiä, jossa materiaalia siirretään eteenpäin ketjun päällä tai ketjuun kiinnitetyn osan avulla, tällaisia osia ovat esimerkiksi ketjuun kiinnitetty kola tai ketjujen väliin kiinnitetty levy, jonka päällä käsiteltävä tavara lepää.

Ketju voi olla liukuva, jolloin ketjun sivulevyt kantavat kuorman tai rullaava, jolloin ketjun tappiin on lisätty sivulevyjen yli tuleva rulla. Rullaketjut soveltuvat suurempiin kuormitukseen ja kuljetusnopeuksiin kuin liukuvat ketjut.

### **Mobiilikuljetin**

Mobiili- tai mobilekuljettimella tarkoitetaan ulkona käytettävää liikuteltavaan alustaan kiinnitettyä kuljetinta.

### **Kaatumiskulma**

Kaatumiskulma tai luonnollinen kaatumiskulma tarkoittaa kulmaa, jonka rakeinen materiaali muodostaa vaakatasossa olevan pinnan ja kasan sivun välille, kun materiaalia kaadetaan kasaksi levossa olevalle alustalle.

### **Vierintäkulma**

Mekaanisesta liikkeestä tai värinästä aiheutuva kaatumiskulmaa pienempi kasan sivun ja vaakatasossa olevan pinnan välisen kulman arvo

### **Massa- ja tilavuusvirta**

Massavirta on suure, jolla kuvataan tietyn suuruisen massan kulkeutumisen nopeutta. Määritellään massan ja kulkeutumiseen tarvittun ajan osamääränä, esimerkiksi kilogrammaa sekunnissa tai tonnia tunnissa.

Tilavuusvirta on suure, jolla kuvataan tietyn suuruisen tilavuuden kulkeutumisen nopeutta. Määritellään tilavuuden ja tilavuuden kulkeutumiseen tarvittun ajan osamääränä, esimerkiksi kuutiometriä sekunnissa tai desiä minuutissa.

### **Hihna- ja ketjuvoima**

Hihna- ja ketjuvoimalla tarkoitetaan sitä voimaa, joka siihen kohdistuu ketjun tai hihnan kulku-suunnan mukaisesti.

### **Hydraulimoottorin- ja pumpun kierrostilavuus ja tilavuusvirta**

Kierrostilavuus merkitsee nesteen tilavuutta, jonka moottori tai pumpu syrjäyttää yhden kierroksen aikana. Merkitään tilavuuden ja kierrosluvun osamääränä esim. kuutiosenttimetriä/kierros.

Tilavuusvirralla viitataan moottorin tapauksessa moottorille tulevaan virtauksen määrään, jolla saadaan aikaiseksi haluttu pyörimisnopeus, pumpun tapauksessa viitataan pumpun "tuottoon" eli kuinka paljon nestettä pumpusta virtaa ulos ajan suhteen. Määritellään tilavuuden ja ajan osamääränä esim. Litraa minuutissa.

### **Voiman komponentti ja resultanttivoima**

Voiman komponentilla tarkoitetaan sitä voimaa, joka vaikuttaa jonkin ennalta määritellyn akselin suuntaisesti, esimerkiksi normaalivoima. Merkitään esimerkiksi  $F_x$  (x-akselin suuntaisesti vaikuttava voima).

Resultanttivoimalla tarkoitetaan sen voiman suuruutta, joka muodostuu kahden erisuuntaisesti vaikuttavan voiman yhteisvaikutuksesta tai esimerkiksi tasaisesti jakautuneen kuorman aiheuttaman kuormituksen maksimiarvona.

### **Pistemäinen ja tasaisesti jakautunut voima**

Pistemäisellä kuormalla tarkoitetaan yhteen kohtaan vaikuttavaa kuormaa. Merkitään esim.  $F$  ja yksikkönä käytetään Newtonia.

Tasaisesti jakautuneella voimalla tarkoitetaan jollain etäisyyden yksikölle tasaisesti vaikuttavaa voimaa. Merkitään esim.  $q$  ja määritellään voiman ja etäisyyden osamääränä esim. (N/m)

## 1 Johdanto

Opinnäytetyöni aiheena on työharjoitteluni ja työsuhteeni aikana suunnittelemani ketjukuljetin. Työn tavoitteena oli suunnitella Bekason Oy:lle kuljetin, joka pystyi kapasiteetillaan vastaamaan muun toiminnan nopeuteen ja korvasi käytössä olleen pienemmän kuljettimen. Toimivan tuotteen suunnittelun lisäksi pyrin syventämään opintojeni aikana saamaani teoriapohjaa ja kasvattamaan ammattitaitoani käytännön työtehtävissä.

Insinööritoimisto Hallenberg Oy on vuonna 2011 perustettu suunnittelutoimisto, joka on erikoistunut hydraulikka- ja koneensuunnitteluun sekä tuotekehitykseen. Palveluja yritys tarjoaa yksittäisen kappaleen suunnittelusta kokonaisvaltaiseen projektinhallintaan, johon kuuluu suunnittelun lisäksi myös osien, valmistuksen ja valmiiden komponenttien kilpailutus. Yrityksen toimipiste sijaitsee Parolassa.

Bekason Oy on vuodesta 2006 toiminut rakennusalan betonitöihin erikoistunut yritys. Sen palveluihin kuuluu lisäksi kuljetinratkaisujen tarjoaminen eri rakennushankkeisiin

Työn pääasiallisena teoriapohjana hyödynsin mekaaniseen suunnitteluun liittyvää kirjallisuutta sekä kuljetinsuunnittelun yleisiä periaatteita mm. kuljetin- ja hihnasuunnittelijoiden sekä valmistajien materiaaleista suomeksi ja englanniksi. Pääasiallisina suunnittelutyökaluina toimivat mallinnuksessa Solidworks ja laskennassa Microsoft Excel. Karkeaa mitoitusta tehtiin myös paperille ja suurusluokkia arvioitiin työn alkuvaiheessa eri palveluntarjoajien laskureilla.

Pidimme työn aikana useita palavereita asiakkaan kanssa tiettyjen suunnitteluprosessin etap-  
pien aikana, jolloin pystyimme pikkuhiljaa hiomaan suunnitelmaa lopullisempaan muotoon. Kapasiteetin tarve ja mekaaniset ominaisuudet muuttuivat esimerkiksi alun kiinteäkulmaisesta kuljettimesta säätyväkulmaiseen, mikä vaati kuljettimen ja alavaunun liitosrajapinnan suunnittelun uusiksi.

## 2 Alustava suunnittelutyö

### 2.1 Nousukulman ja hinnan profiloinnin vaikutus materiaalin vierintäkulmaan

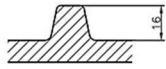
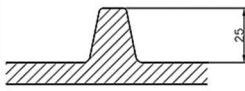
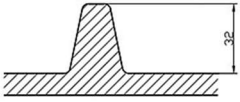
Materiaalien kaatumiskulma (angle of repose) on aina suurempi, kuin vierintäkulma (angle of surcharge) johtuen kuljettimen mekaanisen liikkeen aiheuttamista värähtelyistä [1, s. 2]. Alla olevassa taulukossa on määriteltynä useamman materiaalin tiheyksiä sekä kaatumis-, ja vierintäkulmia.

Material	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Angle of repose	Angle of surcharge
Acid phosphate	1540	-	-
Alumina	800-960	22°	5°
Alum - lump	800-960	27°	-
- pulverized	720-800	35°	-
Asbes, boiler-house - dry, loose	560-690	38°, 45°	25°
Asphalt	1200-1360	-	-
Bagasse - fresh, moist	120	-	25°
- dry, loose	80	-	25°
Barytes - 50-75mm lumps	2320-2400	30°	25°
- 15mm screenings	2080-2320	30°	20°
- dust	1760-2080	30°	15°
Blaasit - 50-75mm lumps	1680-1760	-	25°
- 15mm screenings	2080-2320	-	20°
- dust	1760-2080	-	15°
Bauxite - crushed	1200-1360	30°, 35°	5°, 15°
Borax, solid - 50-100mm lumps	960-1040	40°	-
- 40-50mm lumps	680-960	30°, 45°	-
Brewers grain - dry	400-480	45°	-
- wet	880-960	45°	-
Brick - hard	2000	30°, 45°	-
- soft	1600	30°, 45°	-
Carbon black - powder	80	-	-
- pellets	400	40°	-
Cement, Portland - loose	1200-1360	40°	20°
- clincker	1280-1520	33°	25°
- slurry	1440	-	5°
Chalk - 50-75mm lumps	1280-1360	45°	-
- 40-50mm lumps	1200-1280	40°	-
Char - sugar refinery	720	40°, 45°	25°
Chips, paper mill - softwood	190-480	-	25°
- yellow pine	320-400	-	25°
Clay - dry, loose	1010-1440	40°, 45°	15°, 25°
- brick, ground fine	1760	35°	15°
Coal - 150mm domestic sizes	830-900	-	25°
- run-of-mine	720-800	35°	25°
- slack	690-800	37°	25°
- pulverized for coking	480-560	10°	-
- lignite, brown	720-880	-	25°
Cocoa	480-560	-	-
Coke - run of oven	400-480	30°	25°
- breeze	380-560	30°, 45°	20°
Concrete, wet, on conveyor	1760-2400	-	5°
Copper ores, crushed	2080-2400	-	25°
Copra	350	-	-
Corn grits	670	-	-
Cryolite - 50-75mm lumps	1600-1680	-	20°
- 15mm screenings	1440-1600	-	15°
- dust	1200-1440	-	5°
Dolomite - lump	1400-1600	See limestone	-
Earth - as excavated, dry	1120-1280	30°, 45°	20°, 25°
- wet, mud	1600-1760	-	5°
Foundry refuse, old sand, cores, etc.	960-1280	-	15°
Garbage - household	800	-	-
Glass - batch	1680	-	-
- broken	1280-1600	-	-
Granite - 40-50mm lumps	1360-1440	25°	-
- 15mm screenings	1280-1440	-	-
- broken	1520-1600	-	-
Gravel - dry, sharp	1440-1600	30°, 45°	25°
- wet	1600-1920	32°	25°
Gutta percha	960	-	-
Gypsum - 50-75mm lumps	1200-1280	30°	20°
- 15mm screenings	1120-1280	40°	15°
- dust	960-1120	42°	-
Hops - brewery and moist	560	30°, 45°	-
Ice - crushed	640	-	-
Iron bolings - machine shop	2000	-	-
Iron ores, depends on iron percentage	1600-3200	35°	25°
Iron pyrites - 50-75mm lumps	2160-2320	-	20°
- 15mm screenings	1920-2160	-	15°
- dust	1680-1920	-	5°
Lead ores, depends on lead percentage	3200-4160	30°	15°
Limestone - 50-75mm lumps	1440-1520	30°, 40°	25°
- 15mm screenings	1280-1440	-	15°
- dust	1200-1280	-	5°
Limefeed cake - crushed	760-780	-	-
Manganese ore	2000-2240	39°	-
Malt meal	570-640	-	-
Meal	700	-	-
Paper pulp	640-960	-	5°
Petroleum coke	560-640	-	-
Phosphate rock	1360	-	-
Pitch	1150	-	-
Quartz, solid - 50-75mm lumps	1440-1520	35°	-
- 40-50mm lumps	1360-1440	35°	-
- dust	1120-1280	40°	-
Rock, soft, excavated with shovel	1600-1760	-	20°
Rubber	930	-	-
Rubber - reclaim	560	-	-
Salt - coarse	640-900	-	25°
- fines	720	25°	5°
- lumps for stock	1600	-	25°
Sand - beach or river, wet	1600-2080	15°, 30°	5°, 15°
- dry	1440-1600	34°, 45°	15°
- foundry, loose	1280-1440	-	15°
- foundry, rammed lumps	1600-1760	-	10°
Sandstone	1360-1440	-	-
Sawdust	160-200	35°	-
Shale - broken	1440-1600	-	-
- crushed	1360-1440	39°	-
Slag - dust furnace, crushed	1280-1440	28°	28°
- granulated, dry	960-1040	25°	10°
- granulated, wet	1440-1600	45°	10°
Slates - 40-75mm lumps	1360-1520	-	-
- 15mm screenings	1280-1440	28°	-
Soda ash	800-1040	32°	-
Sugar cane stalks	400	-	-
Sugar - raw	880-1040	37°	-
- refined	880	-	-
Sulphur - 50-75mm lumps	1360-1440	35°	25°
- 15mm screenings	1200-1360	-	15°
Talc - solid	2640	-	-
- 50-75mm lumps	1440-1520	-	-
- dust	1220-1280	-	-
Tuff - dry	480	-	-
Wheat	720-770	28°	10°
Zinc ores, crushed	2400-2560	38°	20°
Zinc oxide - light	160-480	-	10°
- heavy	480-560	-	10°

Taulukko 1. Materiaalin tiheyksiä sekä kaatumis- ja vierintäkulmia [1, s. 7–9]



Käyttämällä kuvioitua hihnaa voidaan kuljettimen nousukulmaa (angle of inclination) kasvattaa materiaalin vierintäkulmaa hiukan suuremmaksi kuin käyttämällä sileää hihnaa. Oikeanlaisella hihnan profiililla voidaan ehkäistä materiaalin takaisinvierintää. Kuvioitu hihna on erityisen hyödyllinen nousevissa kuljettimissa [2, s. 42]

Type of material	Material example	Max. angle of inclination		
		Height of cleats		
		Profile type A, h: 16 mm	Profile type AH, h: 25 mm	Profile type AF and F, h: 32 mm
POWDERY	Flour, lime, etc.	25°	28°	30°
LOOSE FLOWING	Grains: corn, barley, wheat, rye, dry sand	20/25°	25/30°	25/30°
LOOSE ROLLING	Gravel, ground stone	25°	28°	30°
STICKY	Wet sand, ash, wet loam	30/35°	35/40°	40/45°
PACKED	Sacks, jute sacks, paper sacks	30/35°	35/40°	35/40°
				

Taulukko 2. Profiloinnin vaikutus vierintäkulmaan [3, s. 16]

Todellista massavirtaa arvioidessa voidaan arvioida tarkemmin huomioimalla kuljettimen nousukulman, materiaalin pinnan karkeuden sekä materiaalin tahmaisuuuden huomioon ottavan vähennyskerroimen.

### Reduction factor k

Angle of inclination	14°	16°	18°	20°	22°	24°	26°	28°	30°	35°	40°
Loose rolling and rough material	0,91	0,89	0,85	0,81	0,76	0,71	0,66	0,61	0,56	-	-
Sticky material	1			0,93			0,85			0,58	0,47

Taulukko 3. Vähennyskerroimen arvoja [3, s. 17]

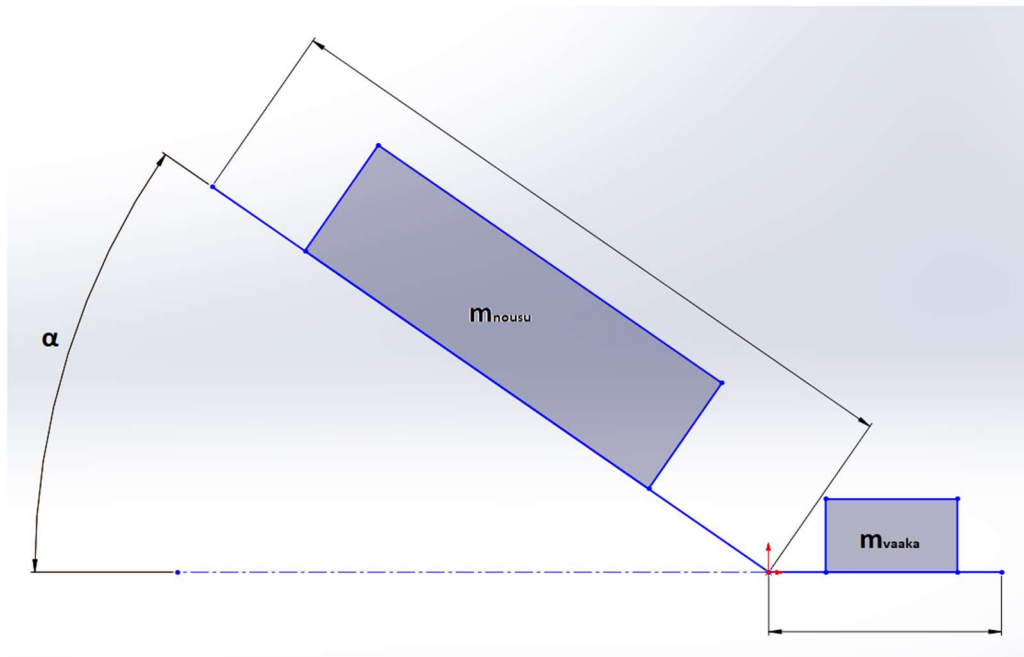
## 2.2 Massavirta ja hihnan kulkunopeus

Hihnan nopeus määriteltiin seuraavalla tavalla laskennallisen massavirran avulla

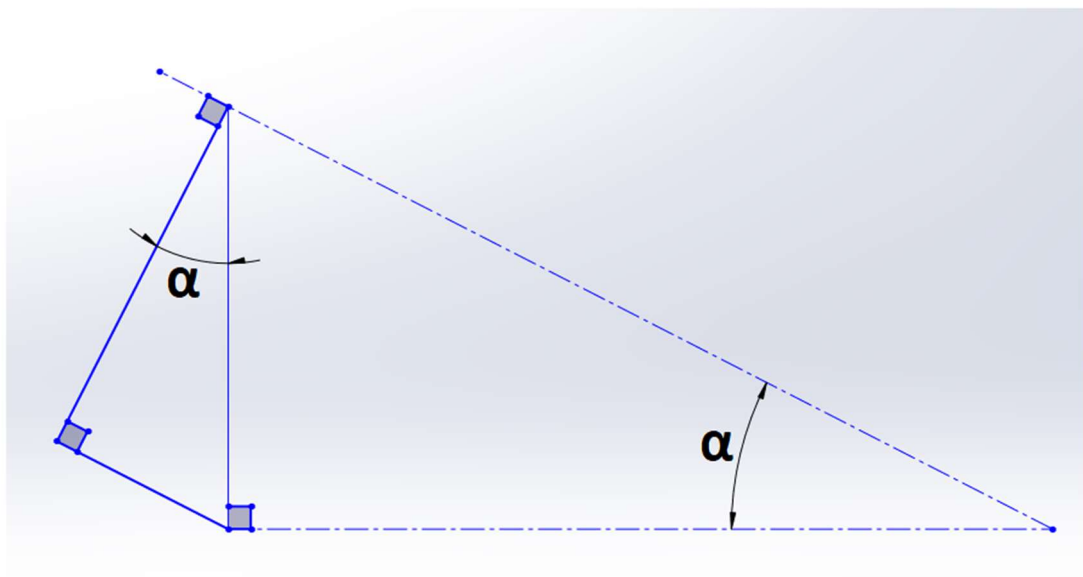
$m_v = \frac{m}{s}$	$m_v = \text{Massavirta (kg/s)}$ $m = \text{Yhden kuormallisen massa (kg)}$ $s = \text{Uuden kuorman hakuaika (s)}$
$V_t = \frac{m_v}{\rho}$	$V_t = \text{Tilavuusvirta (m}^3\text{/s)}$ $m_v = \text{Massavirta (kg/s)}$ $\rho = \text{Käsiteltävän aineen tiheys (kg/m}^3\text{)}$
$A_k = x * y$	$A_k = \text{kasan poikkileikkauksen pinta-ala (m}^2\text{)}$ $x = \text{Hihnan leveys (m)}$ $y = \text{Kasan säätökorkeus (m)}$
$v_h = \frac{V_t}{A_k}$	$v_h = \text{Hihnan kulkunopeus (m/s)}$ $V_t = \text{Tilavuusvirta (m}^3\text{/s)}$ $A_k = \text{kasan poikkileikkauksen pinta-ala (m}^2\text{)}$

### 2.3 Hihna- ja ketjuvoima

#### Hihna- ja ketjuvoiman määrittely



Kuva 1. Massojen jakautuminen vaaka- ja nousuosuudella



Kuva 2. Nousevan osuuden kulmien määrittely

Nousevalla osuudella olevan massan suuruus määritellään kuljetustilavuuden ja aineen tiheyden avulla. Vaakakuorma määritetään vastaanottotilavuuden ja käsiteltävän aineen tiheyden avulla.

$F_{vaaka} = m_{vaaka} * g * \mu$	$F_{vaaka}$ = Vastaanottopään kuorman voima (N)  $m_{vaaka}$ = Vaakatasossa kulkeva massa (kg)  $g$ = Maan putoamiskiihtyvyys (m/s <sup>2</sup> )  $\mu$ = Kitkakerroin
$F_{nousu} = (\cos\alpha * m_{nousu} * g * \mu) + (\sin\alpha * m_{nousu} * g)$	$F_{nousu}$ = Nousevan kuorman voima (N)  $\alpha$ = Nousukulma (deg)  $m_{nousu}$ = Nousevan kulkeva massa (kg)  $g$ = Maan putoamiskiihtyvyys (m/s <sup>2</sup> )  $\mu$ = Kitkakerroin (teräs - teräs, kuiva)
$F_{higna} = F_{vaaka} + F_{nousu}$	$F_{higna}$ = Hihnavoima (N)  $F_{vaaka}$ = Vastaanottopään kuorman voima (N)  $F_{nousu}$ = Nousevan kuorman voima (N)
$F_{ketju} = \frac{F_{higna}}{n}$	$F_{higna}$ = Hihnavoima (N)  $F_{ketju}$ = Hihnavoima (N)  $n$ = Ketjujen lukumäärä

## 2.4 Hydraulimoottorin ja pumpun mitoitus

Vetoakselin pyörimisnopeus. [4, s.167]

$n = \frac{V_h}{2 * \pi * r}$	<p>n = Vetoakselin pyörimisnopeus (1/s)</p> <p><math>V_h</math> = hihnan kulkunopeus (m/s)</p> <p>r = Ketjupyörän säde (m)</p>
-------------------------------	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Kuorman vääntömomentti

$M_v = F_h * r$	<p><math>M_v</math> = Kuorman vääntömomentti</p> <p><math>F_h</math> = hihnavoima</p> <p>r = Ketjupyörän säde (m)</p>
-----------------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Hydraulimoottorin kierrostilavuus ja tilavuusvirta

Hydraulimoottorin **vaadittu momentti = kuorman momentti**, ellei välissä ole vaihdetta

Paineiden maksimiarvot selviävät valmistajien tuotetiedoista. Komponentteja ei luonnollisesti kannata käyttää aivan maksimiarvojen rajoilla. Esitetystä moottorin kierrostilavuuden kaavassa ei oteta huomioon nopeudesta riippuvan viskoosikitkan ja moottorin kulmanopeuden tulosta aiheutuvaa momenttia [4, s. 167], [5, s. 192].

$\omega = \frac{2 * \pi}{T}$ <p>tai</p> $\omega = 2 * \pi * n$	<p><math>\omega</math> = kulmanopeus (rad/s)</p> <p>T = yhteen kierrokseen kuluva aika (s)</p> <p>n = kierrostaajuus (1/s)</p>
----------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

$\alpha = \frac{\omega - \omega_0}{t}$	<p><math>\alpha</math> = kulmakiikhtyvvyys (rad/s<sup>2</sup>)</p> <p><math>\omega</math> = lopullinen kulmanopeus (rad/s),</p> <p><math>\omega_0</math> = aloituskulmanopeus (rad/s),</p> <p>t = kiihdytykseen kulunut aika (s)</p>
$V_{km} = \frac{2 * \pi * (J * \alpha + M)}{\eta_{mh} * \Delta p}$	<p><math>V_{km}</math> = Moottorin kierrostilavuus (m<sup>3</sup>/r)</p> <p>J = Kuorman hitausmomentti (kgm<sup>2</sup>)</p> <p><math>\sigma</math> = Moottorin kulmakiikhtyvvyys (rad/s<sup>2</sup>)</p> <p>M = Vaadittu momentti (Nm),</p> <p><math>\eta_{mh}</math> = Mekaanis-hydraulinen hyötysuhde</p> <p><math>\Delta p</math> = Moottorin yli vaikuttava paine (N/m<sup>2</sup>).</p>
$Q = \frac{n * V_{km}}{\eta_v}$	<p>Q = Moottorin vaatima tilavuusvirta (m<sup>3</sup>/s)</p> <p>n = Moottorin haluttu kierrosnopeus (1/s)</p> <p><math>V_{km}</math> = Moottorin kierrostilavuus (m<sup>3</sup>/s)</p> <p><math>\eta_v</math> = Volymetrinen hyötysuhde</p>

Pumpun kierrostilavuus, vaadittu teho ja käyttömoottorin vääntömomentti

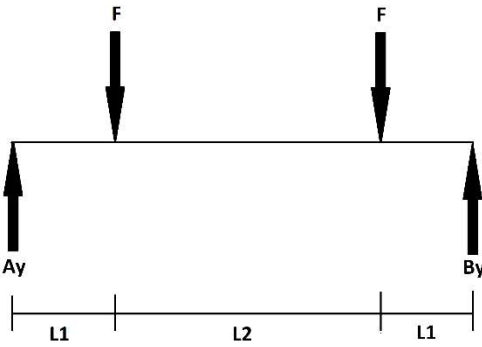
Pumpun **pyörimisnopeus = käyttömoottorin pyörimisnopeus**, ellei pumpun ja moottorin välissä ole vaihdetta.

$V_p = \frac{Q}{n * \eta_v}$	<p><math>V_p</math> = Pumpun kierrostilavuus (m<sup>3</sup>/r)</p> <p><math>Q</math> = Pumpulta vaadittu tilavuusvirta (m<sup>3</sup>/min)</p> <p><math>n</math> = Pumpun pyörimisnopeus (1/s)</p> <p><math>\eta_v</math> = Pumpun volymetrinen hyötysuhde</p>
$P = \frac{Q * p}{\eta_{kok}}$	<p><math>P</math> = pumpun teho (W)</p> <p><math>Q</math> = pumpun tilavuusvirta (m<sup>3</sup>/s)</p> <p><math>p</math> = Paine (N/m<sup>2</sup>)</p> <p><math>\eta_{kok}</math> = Pumpun kokonaishyötysuhde</p>
$M = \frac{P}{2 * \pi * n}$	<p><math>M</math> = Käyttömoottorin vääntömomentti (Nm)</p> <p><math>P</math> = Pumpun vaatima teho (W)</p> <p><math>n</math> = moottorin pyörimisnopeus (1/s)</p>

[5, s. 194–195]

## 2.5 Vetoakselin mitoitus

Akselin halkaisija momenttien resultantin perusteella. **Akselin vääntömomentti = hydraulimoottorin kuorman vääntömomentti**). Akselin taivutusmomentin kaava pitää paikkaansa vain vapaa-kappalekuvan mukaisessa symmetrisessä tilanteessa.

 <p><math>M_t = A_y * L_1</math></p>	<p><math>M_t</math>=akselin max. taivutusmomentti (Nm)</p> <p>F = Ketjuvoima (N)</p> <p><math>A_y</math> ja <math>B_y</math> = Laakerin tukivoima (N)</p> <p><math>L_1</math> = Laakerin etäisyys ketjupyörästä (m)</p> <p><math>L_2</math> = ketjuväli (m)</p>
<p><math>M_{kok} = \sqrt{M_t^2 + M_v^2}</math></p>	<p><math>M_{kok}</math> = Resultanttimomentti (Nm)</p> <p><math>M_t</math>=akselin taivutusmomentti (Nm)</p> <p><math>M_v</math>=akselin vääntömomentti (Nm)</p>
<p><math>d = \sqrt{\frac{32 * M_{kok}^2}{\pi * \sigma_{tsall}}}</math></p>	<p>d = akselin minimihalkaisija (mm)</p> <p><math>M_{kok}</math> = Resultanttimomentti (Nmm)</p> <p><math>\sigma_{tsall}</math> = Sallittu taivutusjännitys</p>

[4, s. 278]

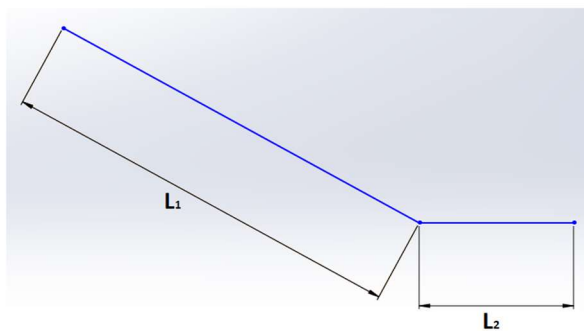


### 3 Rakennesuunnittelu ja komponenttivalinnat

#### 3.1 Runko

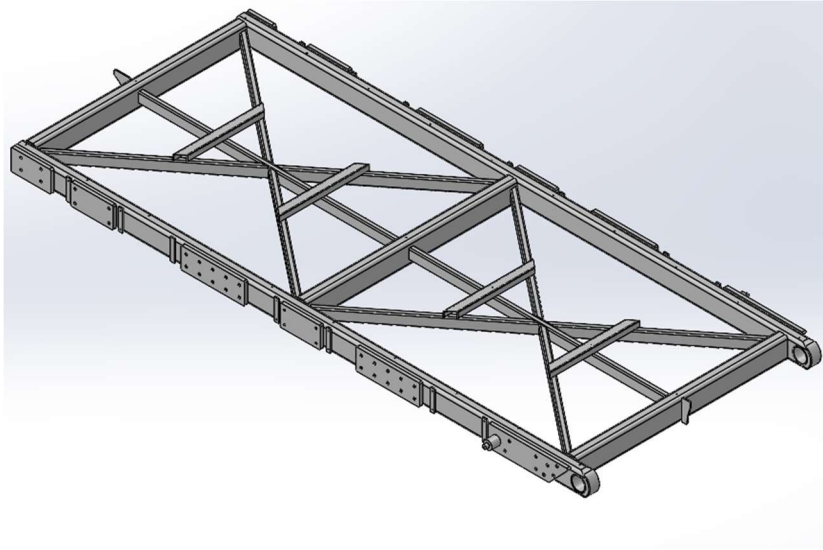
Käsittävän ainemäärän kokonaismassan tiedettiin olevan kuljettimen tyhjäpainoa suurempi ja kuljettimen tyhjäpainon maksiarvon täytyi pysyä pienempänä kuin alavaunun maksimikuormituksen, joten mitoitus tehtiin käyttämällä eri osakokonaisuuksien massan arvoja seuraavalla tavalla.

Rakenteessa käytetyt runkoputket ja jäykisteet ovat saman vahvuisia, joten runkoelementtien maksimissan arvot määriteltiin suhteellisen pituusmassan avulla. Arvot tarkastettiin mallinnuksen jälkeen.

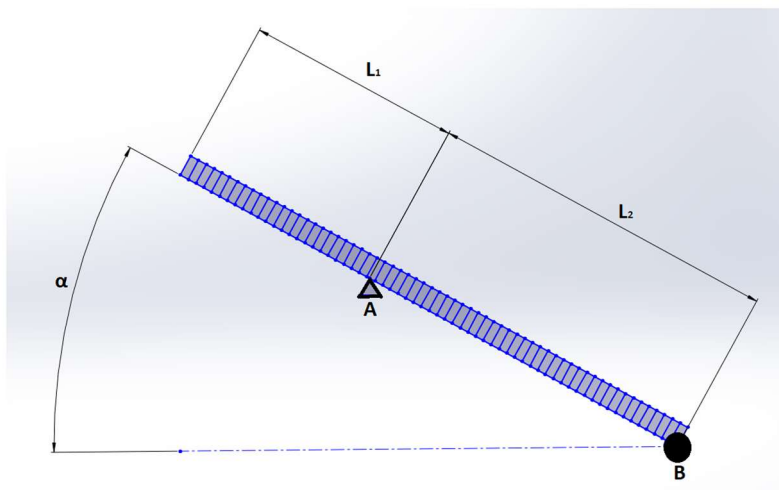


Kuva 3. Sivuprofiili

$L_{kok} = L_1 + L_2$	$L_{kok}$ = kokonaispituus (m)  $L_1$ = Nousevan osuuden pituus (m)  $L_2$ = Vaakaosuuden pituus (m)
$m_{nousu} = \frac{L_1}{L_{kok}} * m_{kok}$  $m_{vaaka} = m_{kok} - m_{nousu}$	$m_{kok}$ = telaston maksimikuorma (kg)  $m_{nousu}$ = Nousun osuus maksimikuormasta (kg)  $m_{vaaka}$ = Vaakaosuus maksimikuormasta (kg)  $m_{vaaka}$ = Vaakaosuus maksimikuormasta



Kuva 4. Nousuosuuden rungon 3D-malli

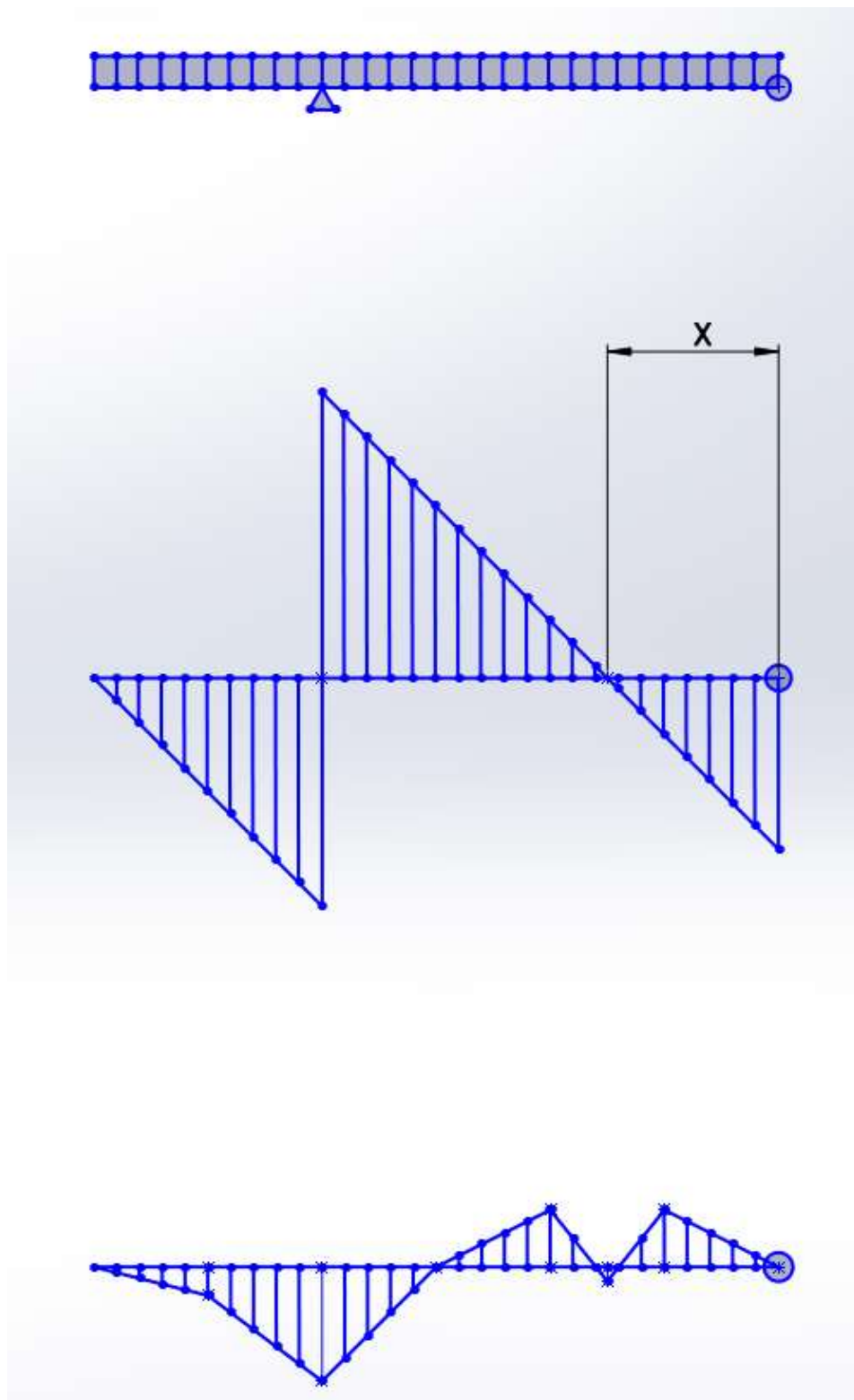


Kuva 5. Nousuosuuden kuormitus

Runko on nivelöity alapäästä (B) nousukulman muuttamisen mahdollistamiseksi. Kuormat aiheuttavat varren pituusakselin suuntaisesti puristusjännityksen, joka saavuttaa maksimiarvonsa nivelellä (B) ja leikkaus- ja taivutusjännityksiä normaalivoiman suuntaisesti koko palkin matkalla.

Massan arvona käytetään nousuosuuden massojen summaa.

$Q_y = \frac{\cos\alpha * m * g}{L_{kok}}$ $Q_x = \frac{\sin\alpha * m * g}{L_{kok}}$ $R_{L1y} = Q_y * L_1$ $R_{L2y} = Q_y * L_2$	<p><math>Q_y</math> = Tasaisen kuorman normaalivoiman suuntainen komponentti (N/m)</p> <p><math>Q_x</math> = Tasaisen kuorman pituusakselin suuntainen komponentti (N/m)</p> <p><math>\alpha</math> = nousukulma (deg)</p> <p><math>m</math> = massa (kg)</p> <p><math>g</math> = Maan putoamiskiihtyvyys (<math>m/s^2</math>)</p> <p><math>L_{kok}</math> = Runkoputken pituus</p> <p><math>R_{L1y}</math> = <math>L_1</math> Alueen resultanttivoima (N)</p> <p><math>R_{L2y}</math> = <math>L_2</math> Alueen resultanttivoima (N)</p>
$A_y = \frac{R_{L1} \left( L_2 + \frac{L_1}{2} \right) + R_{L2} \left( \frac{L_2}{2} \right)}{L_2}$ $B_y = Q_y * (L_1 + L_2) - A_y$ $A_x = Q_x * L_1$ $B_x = Q_x * L_2$	<p><math>A_y</math> = Keskituen normaalivoiman suuntainen tukivoima (N)</p> <p><math>B_y</math> = Nivelpisteen normaalivoiman suuntainen tukivoima (N)</p> <p><math>A_x</math> = Keskituen akselin suuntainen tukivoima (N)</p> <p><math>B_x</math> = Nivelen akselin suuntainen tukivoima (N)</p>



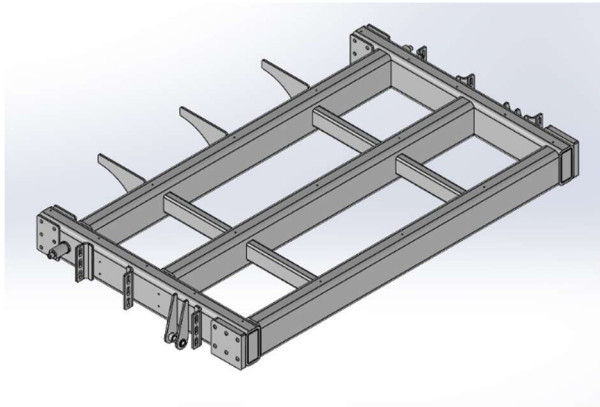
Kuva 6. Nousuosuuden vapaakappalekuva sekä jännitys- ja momenttikuvaja arvoilla  $L_1=1\text{m}$ ,  $L_2=2\text{m}$  ja  $Q=1\text{N/m}$

Taivutusmomentin maksimiarvot löytyvät leikkauskuvaajan nollakohdista. X on tuntematon. Molemmat ratkaistaan todellisen maksimiarvon löytämiseksi. Tässä tapauksessa suurin arvo on keskituen A kohdalla.

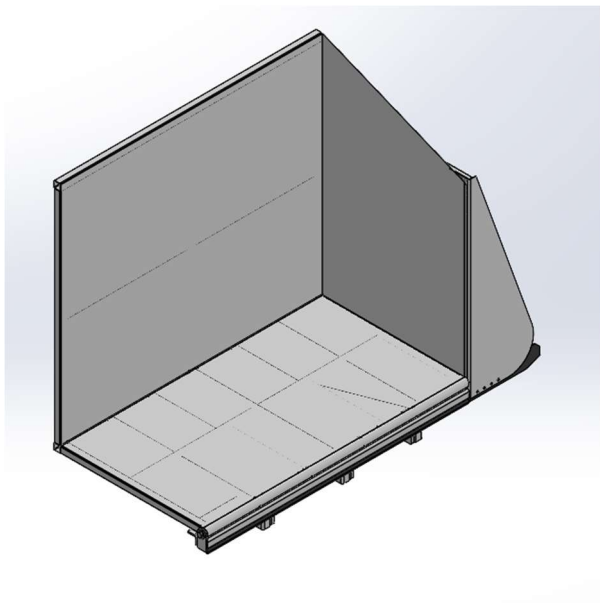
$X = \frac{B_y}{Q}$	<p>X= Kuvaajan nollakohta (m)</p> <p>Q=Tasaisen kuormituksen suuruus (N/m)</p> <p>B<sub>y</sub>= Nivelpisteen normaalivoiman suuntainen tukireaktio (N)</p>
$W = \frac{M_t}{\frac{\sigma_t}{n}}$ $\sigma_t = \frac{M_t}{W}$ <p>[1, s. 271]</p>	<p>σ<sub>t</sub> = Taivutusjännitys (N/mm<sup>2</sup>)</p> <p>M<sub>t</sub> = Taivutusmomentti (Nmm)</p> <p>W = Taivutusvastus (mm<sup>3</sup>)</p> <p>n = varmuuskerroin</p>
$\sigma = \frac{F}{A}$ $\tau = \frac{F}{A}$ <p>[4, s. 270, s. 272]</p>	<p>σ= Puristus- tai vetojännitys (N/mm<sup>2</sup>)</p> <p>τ= Leikkausjännitys (N/mm<sup>2</sup>)</p> <p>A= Tarkasteltavan kappaleen poikkileikkauksen pinta-ala (mm<sup>2</sup>)</p> <p>F = Kappaleeseen vaikuttavan voiman suuruus (N)</p>
$\sigma_i = \sigma_t + \sigma$ $\sigma_{yi} = \sqrt{\sigma_t^2 + \left(\frac{\sigma_{sall}}{\tau_{sall}} * \tau\right)^2}$ <p>[4, s. 276-277]</p>	<p>σ<sub>i</sub> = Yhdistetty puristus ja taivutusjännitys (N/mm<sup>2</sup>)</p> <p>σ<sub>yi</sub> = Yleinen yhdistetty jännitys (N/mm<sup>2</sup>)</p> <p>σ<sub>sall</sub> = Sallittu taivutusjännitys (N/mm<sup>2</sup>)</p>

	$\tau_{sall}$ = Sallittu leikkausjännitys (N/mm <sup>2</sup> ) $\sigma_t$ = Taivutusjännitys (N/mm <sup>2</sup> ) $\sigma$ = Puristus tai vetojännitys (N/mm <sup>2</sup> ) $\tau$ = Leikkausjännitys (N/mm <sup>2</sup> )
--	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Mitoitus tehdään laskemalla jännityshuippujen yhdistetyt jännitykset ja vertaamalla tätä koneenrakennuksessa sallittujen jännitysten suuruuteen [4, s. 293].



Kuva 7. Vastaanoton rungon malli



Kuva 8. Vastaanoton toisen puolen levitysrakenne

Vastaanoton runkopalkkien sekä levitysrakenteen jännityksiä ja momenteja laskiessa kantavia palkkeja käsitellään tasaisesti kuormitettuna sekä molemmista päistä tuettuna [4, s. 317].

Sylinterin kiinnityspisteen tukireaktion arvoa käytetään laskettaessa sylinteriin kohdistuvaa voimaa.

Kiinnitysliappojen saumojen a-mittojen karkea mitoitus tehtiin vastaavan tukipisteen suuremman voimakomponentin perusteella. Laippa hitsattiin ympäriinsä suuremman a-mitan arvolla.

$a \geq \sqrt{3} * \frac{\beta_w * \gamma_{M2} * F}{l * f_u}$	<p>a = sauman a-mitta (mm)</p> <p><math>\beta_w</math> = Korrelaatiokerroin</p> <p><math>\gamma_{M2}</math> = osavarmuusluku</p> <p>F = hitsiä kuormittava voima (N)</p> <p>l = hitsin pituus (mm)</p> <p><math>f_u</math> = Heikomman liitettävän osan murtolujuus (N/mm<sup>2</sup>)</p>
---------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

[6, s. 18]

Taulukko 1. Pienahitsin mitoituslujuuksien vertailu /1/

Teräslaji	$f_y$ (Mpa)	$f_u$ (Mpa)	$\beta_w$	Mitoitus lujuus $\gamma_{M2} = 1,25$ (Mpa)	$\beta$ (SFS 2373)	Mitoitus lujuus $\gamma_m = 1,0$ (Mpa) (B7 1996)	Suhde: EN 1993-1-8/B7 1996
	1)	1)					
S235	235	360	0,8	360	0,7	335,7	1,07
S275	275	430	0,85	404,7	0,8	343,8	1,18
S355	355	510	0,9	453,3	0,9	394,4	1,15
S420 N/NL	420	540	1,0	432	–	–	–
S460 N/NL	460	570	1,0	456	–	–	–

1) Voimassa, kun ainepaksuus  $t \leq$  viitestandardin antama raja-arvo

Taulukko 4. Kaavassa käytettäviä arvoja [7, s. 426]

Kitkakiinnitykseen perustuvan pulttiliitoksen pulttien lukumäärä taulukkoarvojen perusteella.

Voiman arvona käytetään liitettävän kappaleen kohdalla vaikuttavien voimien resultantin ja sopivan varmuuskertoimen tuloa.

$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$	<p>F = voimien resultantti (N)</p> <p><math>F_x</math> = voiman x komponentti (N)</p> <p><math>F_y</math> = voiman y komponentti (N)</p>
$n \geq \frac{F}{F_m * \mu}$	<p>n = pulttien lukumäärä</p> <p>F = voimien resultantti (N)</p> <p><math>F_k</math> = esikiristyksen aiheuttama kitkavoima (N)</p> <p><math>F_m</math> = esikiristysvoima (N)</p> <p><math>\mu</math> = kontaktipinnan kitkakerroin</p>

[4, s. 163]



## 11. Ruuvien esikivistysvoimat ja -momentit

VDI 2230 Ote standardista.

(1986/07)

Käytetyt merkinnät:

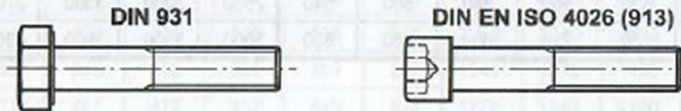
$d_3$  = kierteen sydänhalkaisija  
(kierteen pohjasta mitattu halkaisija)  
 $d_T$  = ohennettu halkaisija  
(taulukossa  $0.9 \times d_3$ )

$\mu_G$  = kirteen kitkakerroin  
 $\mu_K$  = kitkakerroin kannan tai mutterin alla  
 $F_M$  = esikivistysvoima  
 $M_A$  = kiristysmomentti

### Tavallisten kuusiokanta- ja kuusiokoloruuvien $F_M$ ja $M_A$

Vakiokierre

Taulukoiden arvot ovat ote standardista VDI 2230. Arvot ovat ohjeellisia ja alkuperäisiä taulukon arvoja on pyöristetty tarvittaessa. Yritysten antaessa omia tuotekohtaisia arvoja, niitä on myös käytettävä. Arvot soveltuvat normaaleille ruuveille; kuusioruuvi DIN 931 ja kuusiokoloruuvi DIN EN ISO 4026 (913).



Koko	Lujuusluokka	Esikivistysvoima $F_M$ (kN) $\mu_G$					Kiristysmomentti $M_A$ (Nm) $\mu_K$				
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16
M4	8.8	4,4	4,2	4,1	3,9	3,7	2,2	2,5	2,8	3,1	3,3
	10.9	6,4	6,2	6,0	5,7	5,5	3,2	3,7	4,1	4,5	4,9
	12.9	7,5	7,3	7,0	6,7	6,4	3,8	4,3	4,8	5,3	5,7
M5	8.8	7,2	6,9	6,6	6,4	6,1	4,3	4,9	5,5	6,1	6,5
	10.9	10,5	10,1	9,7	9,3	9,0	6,3	7,3	8,1	8,9	9,6
	12.9	12,3	11,9	11,4	10,9	10,5	7,4	8,5	9,5	10,4	11,2
M6	8.8	10,1	9,7	9,4	9,0	8,6	7,4	8,5	9,5	10,4	11,2
	10.9	14,9	14,3	13,7	13,2	12,6	10,9	12,5	14,0	15,5	16,5
	12.9	17,4	16,7	16,1	15,4	14,8	12,5	14,5	16,5	18,0	19,5
M8	8.8	18,5	17,9	17,2	16,5	15,8	18	21	23	25	27
	10.9	27	26	25	24	23	26	30	34	37	40
	12.9	32	31	30	29	27	31	35	40	43	47
M10	8.8	30	29	28	26	25	36	41	46	51	55
	10.9	44	42	40	39	37	52	60	68	75	80
	12.9	50	49	47	45	43	61	71	79	87	94
M12	8.8	43	42	40	39	37	61	71	79	87	94
	10.9	63	61	59	56	54	90	104	117	130	140
	12.9	74	71	69	66	63	105	121	135	150	160
M16	8.8	81	78	75	72	70	145	170	195	215	230
	10.9	119	115	111	106	102	215	250	280	310	340
	12.9	139	134	130	124	119	250	300	330	370	400

Taulukko 5. Ruuvien esikivistysvoimia ja momenteja [4, s. 799]

**Kierteen kitkakertoimen  $\mu_G^{2)}$  ohjearvoja**  
Ote standardista VDI 2230 (1986/07)

Mutteri (työstetty/ kierteitetty)			Ruuvi		TERÄS					
					Mustattu tai fosfatoitu				Sinkitty	
			Valssattu		Työstetty		Valssattu tai töystetty			
			Kuiva	Öljytty	MoS <sub>2</sub> <sup>1)</sup>	Öljytty	Kuiva	Öljytty		
Teräs	Kuiva	Paljas	0,12	0,10	0,08	0,10	–	0,10		
			–	–	–	–	–	–		
			0,18	0,16	0,12	0,16	–	0,18		
	Sinkitty	–	0,10	–	–	–	0,12	0,10		
–			–	–	–	0,20	0,18			
Valu- rauta	Kuiva	Paljas	–	0,10	–	0,10	–	0,10		
			–	–	–	0,18	–	0,18		
Alumiini	Kuiva	Paljas	–	0,08	–	–	–	–		
			–	0,20	–	–	–	–		

1) MoS<sub>2</sub> = molybdenisulfidi, joka on kiinnileikkautumista estävä voiteluaine (esimerkiksi Molykote)  
2) Mikäli  $\mu_G$ :n arvoa ei ole kokeellisesti määrätty, käytetään taulukon pienintä arvoa (lihavoitu)

801

Taulukko 6 Kierteen kitkakertoimia [4, s. 802]

**Ruuvien mutterin kantakitkakertoimen  $\mu_K^{2)}$  ohjearvoja**

Ote standardista VDI 2230 (1986/07)

Vastinpinta (Reikä)				Ruvien / mutte- rin pinta		TERÄS					
						Mustattu tai fosfatoitu				Sinkitty	
				Valssattu		Sorvattu		Valssattu			
				Kuiva	Öljytty	MoS <sub>2</sub> <sup>1)</sup>	Öljytty	MoS <sub>2</sub>	Kuiva	Öljytty	
Teräs	Koneis- tettu <sup>3)</sup>	Kuiva	Paljas	0,12	0,10	0,08	0,10	0,08	0,10	0,10	
				–	–	–	–	–	–	–	
			0,18	0,18	0,12	0,18	0,12	0,18	0,18		
	Sinkitty	–	0,10	0,10	–	0,10	–	0,16	0,10		
–			–	–	–	–	0,20	0,18			
Valu- rauta	Koneis- tettu <sup>3)</sup>	Kuiva	Paljas	–	0,14	–	0,10	–	0,10	0,10	
				–	0,20	–	0,18	–	0,18	0,16	
Alumiini	Koneis- tettu <sup>3)</sup>	Kuiva	Paljas	–	0,08	0,08	0,08	0,08	–	–	
				–	0,20	0,20	0,20	0,20	–	–	

1) MoS<sub>2</sub> = molybdenisulfidi, joka on kiinnileikkautumista estävä voiteluaine (esimerkiksi Molykote)2) Mikäli  $\mu_K$ :n arvoa ei ole kokeellisesti määrätty, käytetään taulukon pienintä arvoa (lihavoitu)

3) Koneistettu = höylätty, jyrsitty, sorvattu

7

Taulukko 8. Kantakitkakertoimia [4, s. 802]

### 3.2 Akselit, laakerit ja nivelet



Kuva 9. Laakerin kiinnitysleipä

Pyörä voidaan kiinnittää akseliin hitsaamalla, puristussovitteella tai kiilauralla. Näistä menetelmistä hitsaaminen on halvin, mutta johtaa siihen, ettei ketjupyörää voida irrottaa akselia vahingoittamatta.

Laakeriin kohdistuvan kuorman oletettiin olevan radiaalista, joten käytännöllisimmät laakerivaihtoehdot olivat erilaiset kuula- ja rullalaakerit. Laakerin koko määräytyi akselin halkaisijan perusteella ja kestoikää arvioitiin muutamalla erilaisella laakerimallilla.

Dynaamiset kantavuusluvut löytyvät laakerivalmistajien taulukoista. **Laakerin ekvivalenttikuormitus = laakeriin kohdistuva voima**, kun se on suunnaltaan ja suuruudeltaan vakio. Eli säteislaakereissa säteen suuntainen ja painelaakereissa akselin suuntainen [8, s. 451].

$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$	<p><math>L_{10h}</math> = Nimelliskestoikä tunteina (h)</p> <p><math>n</math> = laakerin pyörimisnopeus (r/min)</p> <p><math>C</math> = Laakerin dynaaminen kantavuusluku (N)</p> <p><math>P</math> = laakerin ekvivalenttikuormitus (N)</p> <p><math>p</math> = eksponentti. Kuulalaakereilla 3 ja rullalaakereilla 10/3</p>
--------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Laakerivalintaan vaikutti tarve saada kokonaisuudesta mahdollisimman yksinkertainen valmistaa, joten lopulta päädyttiin laippalaakeriyksiköihin, jotka voitaisiin kiinnittää runkoon hitsattuihin kierrelevyihin omilla kiinnityslaipoillaan. Pulttien läpiviennit leikattiin uriksi, jotta saataisiin aikaan mahdollisimman säädettävissä oleva kokonaisuus.

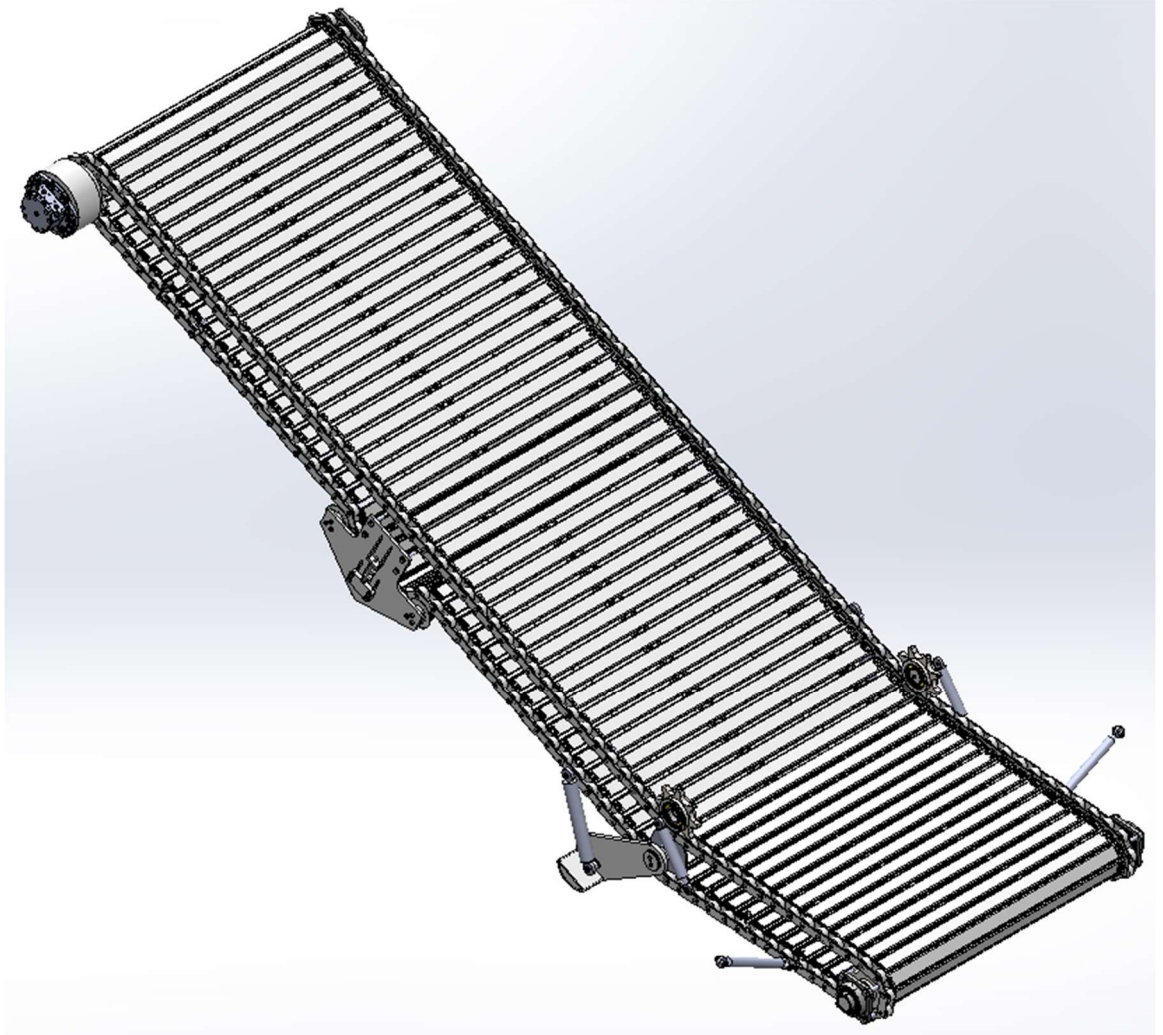
Liukumisnopeus vaikuttaa laakerin kuormankantokykyyn. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että laakeriin kohdistuva sallittu kuormitus laskee liikenopeuden kasvaessa. Pintapaineen laskuarvoa verrataan laakerimateriaalin myötörajaan, jossa otetaan huomioon liikenopeudesta johtuva varmuuskerroin. Sallittujen kuormitusten ja nopeuksien taulukkoarvot löytyvät usein valmistajien tuoteluetteloista [9, s. 5],

$P = \frac{F}{d * l}$	<p>p = laakerin pintapaine (N/mm<sup>2</sup>)</p> <p>F = laakeriin kohdistuva voima (N)</p> <p>d = halkaisija kontaktipinnasta mitattuna (mm)</p> <p>l = laakerin pituus (mm)</p>
-----------------------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Voitelu suoritetaan liukulaakerin läpi menevässä tapissa olevien voitelu-urien avulla. Rasvaus tapahtuu tapin päähän asennettavissa olevan rasvanipan kautta. Rasva puristetaan tappiin porattujen voitelukanavien kautta kontaktipintaan sorvattuihin voitelu-urisiin.



### 3.3 Ketju, ketjupyörät ja kuorman kantolevyt



Kuva 10. Ketjun rakenne

Ketjun kokoluokan valinnassa laskennallista ketjuvoimaa verrattiin valmistajien antamiin taulukkoarvoihin ja valittiin koko, jonka vetomurtolujuuden arvo oli suurempi tai yhtä suuri kuin ketjuvoiman ja sopivaksi arvioidun varmuuskertoimen tulo.

Aluksi suunniteltiin käytettäväksi ryntörullilla varustettuja perusketjuja, mutta suunnittelutyön edetessä ketjutyyppi vaihtui kulkurullilla varustetuksi, sillä vaikka kuljettimen nopeus onkin suhteellisen alhainen, niin ketjuihin kohdistuvat voimat ovat suuria.

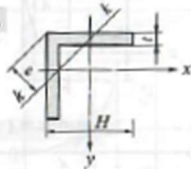
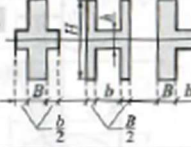
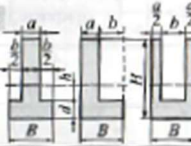
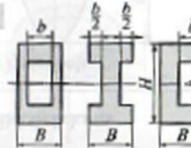
Ketjuihin hitsataan venytysurilla varustetut kulmaraudat, jotta varsinaiset kuormalevyt saadaan kiinnitettyä pulttiliitoksella. Tämä mahdollistaa yksittäisen rikkoutuneen ketjulenkin korvaamisen ilman, että koko ketju/lamellikokonaisuus joudutaan vaihtamaan.

Ketjupyörän valintakriteerit ovat valmistusmenetelmä, raaka-aine, halkaisija ja hammasluku. Valmistusmenetelmä vaikuttaa tuotteen loppuhintaan merkittävästi, koneistetut pyörät ovat huomattavasti kalliimpia kuin leikkaamalla valmistetut, mutta hampaan geometrian suurempi tarkkuus ja parempi pinnanlaatu vähentävät ketjun ja ketjupyörän kulumista. Hampaan muoto määräytyy käytetyn ketjutyyppin mukaisesti.

Ketjupyörän halkaisija ja hammasluku vaikuttavat ketjussa monikulmiovaikutuksesta johtuvaan nykimisen määrään, nykiminen vähenee halkaisijan ja hammasluvun kasvaessa. Nyrkkisääntönä voidaan pitää, ettei ketjupyörän hampaiden lukumäärän tulisi olla alle kahdeksan. Taittopyörän vapaa pyöriminen hoidettiin työssäni koneistamalla laakeripesä kahdelle rinnakkaiselle laakerille pyörän sisään.

$m_1 = p * m_2$ $q = \frac{m_1}{x}$	<p><math>m_1</math> = kantolevylle kohdistuva kuorma (kg)</p> <p><math>m_2</math> = kuorman suuruus yhden metrin matkalla (kg/m)</p> <p><math>p</math> = ketjun jako (m)</p> <p><math>x</math> = kantolevyn pituus tai hihnan leveys (m)</p> <p><math>q</math> = levyyn vaikuttava tasaisesti jakautuva voima (N/m)</p>
-------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Lamellien taivutusvastus voidaan määrittellä lamellin poikkileikkauksen taivutusvastuksen perusteella. Taivutusvastus riippuu lamellin profiilista ja voiman suunnasta.

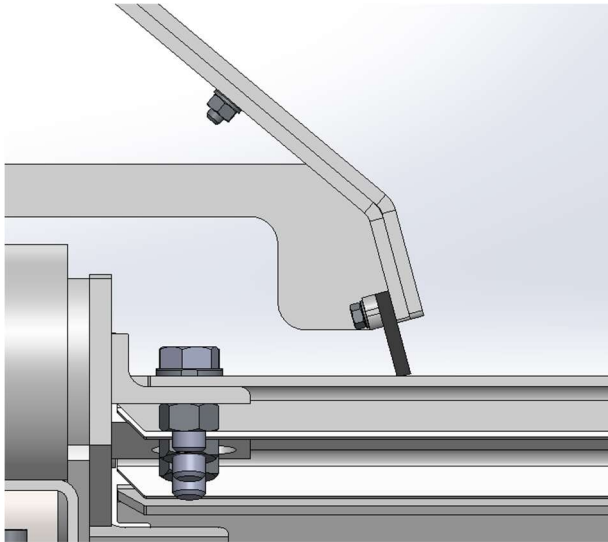
Poikkileikkaus	Reunaetäisyys Pinta-ala	Neliömomentti	Taivutusvastus	Hitaussäde
27. 	$e = \frac{H^2 + t \cdot H - t^2}{\sqrt{2}(2H - t)}$ $A = 2Ht - t^2$	$I_{kk} = \frac{1}{3}[2c^4 - 2(c-t)^4 + t(H-2c+t/2)^3]$		
28. 	$e_1 = e_2 = \frac{H}{2}$ $A = BH + bh$	$I_z = \frac{BH^3 + bh^3}{12}$	$W_z = \frac{BH^3 + bh^3}{6H}$	
29. 	$e_1 = \frac{aH^2 + bd^2}{2(aH + bd)}$ $e_2 = H - e_1$ $A = aH + bd$	$I_z = \frac{Be_1^3 - bh^3 + ae_2^3}{3}$	$W_{z1} = \frac{I_z}{e_1}$ $W_{z2} = \frac{I_z}{e_2}$	
30. 	$e_2 = \frac{H}{2}$ $A = BH - bh$	$I_z = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$	$W_z = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$	

Taulukko 9. Muutaman profiilin taivutusvastusten laskenta [4, s. 314]

Jännitykset määritellään kaksitukisen molemmista päistään tuetun tasaisesti kuormitetun palkin tukireaktioista ja taivutusmomenteista [4, s. 317].

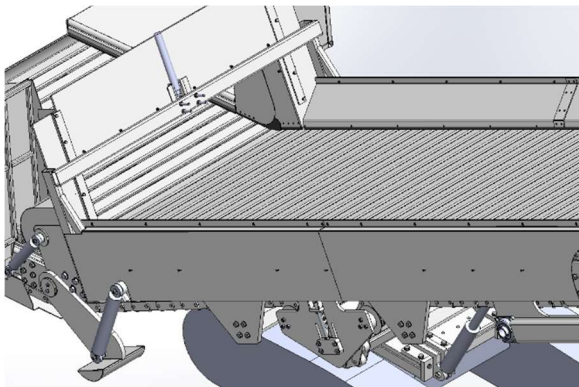
### 3.4 Suojat

Sisempien suojien tarkoitus on estää kuljetettavan tavaran pääseminen ketjuille. Suojan ja ketju-  
lamellin väliin jäävä tila on pienempi kuin käsiteltävän tavaran raekoko. Mahdollisten seassa ole-  
vien pienempien kappaleiden kulkeutuminen estetään asettamalla joustava kumihiuli suojan si-  
säpintaan.



Kuva 11. Suojan periaate

Suojat valmistetaan särmätyistä teräslevyistä, joihin on tehty laserleikkurilla väljät reiät kiinni-  
tystä varten. Reikien väljyydellä varmistetaan kokoonpantavuus tilanteessa, jossa valmistetut  
leikkeet ovat loppumitoiltaan toleranssien huonommalla alueella.



Kuva 12. Suojien yleiskuva



### 3.5 Hydraulimoottori ja pumppu

Voimansiirron toteutusta harkittiin aluksi pienemmän kierrostilavuuden mutta korkean kierrosluvun hammaspyörä tai geroottorimoottorilla, jolloin tarvittava vääntömomentti olisi saatu aikaan joko planeettavaihteella, jos kierrosluku olisi ollut erittäin suuri tai kartiopyöräkulmavaihteella, mikäli vaadittu välityssuhde olisi ollut matalampi. Vaihteen käyttöä suunniteltiin aluksi pääasiassa suurempien hydraulimoottoreiden kalleudella mutta useamman tarjouspyynnön perusteella huomattiin, että moottorin ja vaihteen hankintakustannukset olivat joko yhtä suuria tai suurempia kuin yhden suuren moottorin ostaminen. Lisäksi vaihteen vaatima oma tila olisi johtanut hinnan kaventamiseen, mikäli oltaisi haluttu pitää kiinni asiakkaan määrittelemistä leveysrajoituksista.

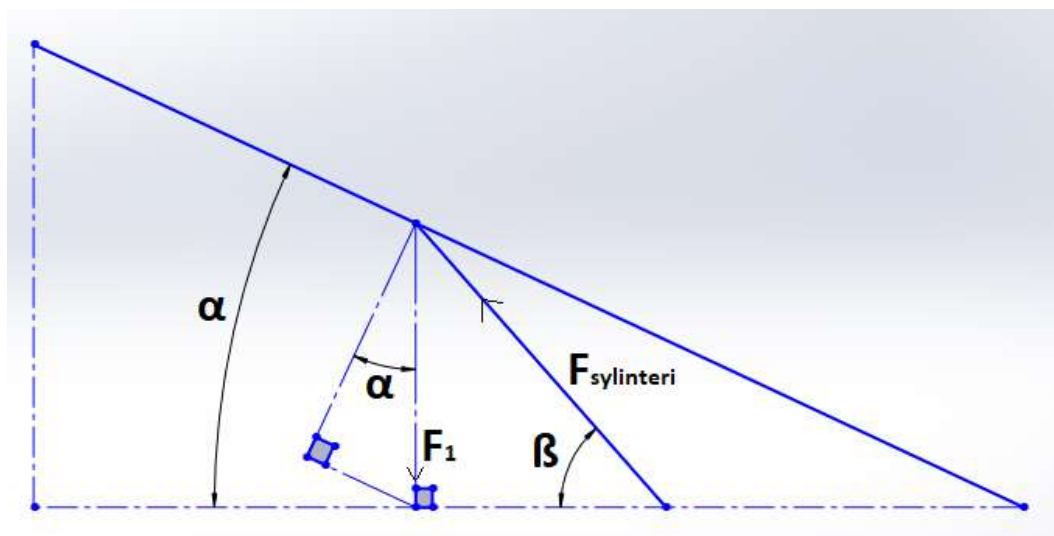
Lopulta päädyttiin suuritulavuuksiseen radiaalimäntämoottoriin, jonka etuina voidaan tässä tapauksessa pitää suurta momentintuottoa. Pyörimisnopeutta voidaan tarvittaessa virtauksen säätöventtiilillä. Moottori varusteltiin voimansiirtolaipalla, joka kytketään suoraan vetoakselin päähän hitsattavaan laippaan. Moottori kiinnitetään runkoon erillisellä ainesputkesta koneistettuun moottorin tukilaippaan pulttiliitoksella tulevaan kiinnittimeen.

Pumpuksi valikoitui säätötilavuuksinen mäntäpumppu. Kyseisellä pumpputyypillä kuljetinta voitaisiin ajaa jatkuvasti optimiteholla kasan korkeuden säätelyn aiheuttaman hydraulimoottorin paineen ja tehontarpeen vaihtelusta riippumatta.

### 3.6 Sylinterit

Kulmanmuutoksen, vastaanoton tukijalan ja kulman lukituksen sylintereitä ei ajeta käytön aikana. Sopiva männänhalkaisija löytyy, kun sylinterin välittämä voima ei aiheuta sylinterin sisäisen paineen nousua valmistajien määrittelemien maksimityöpaineiden yli.

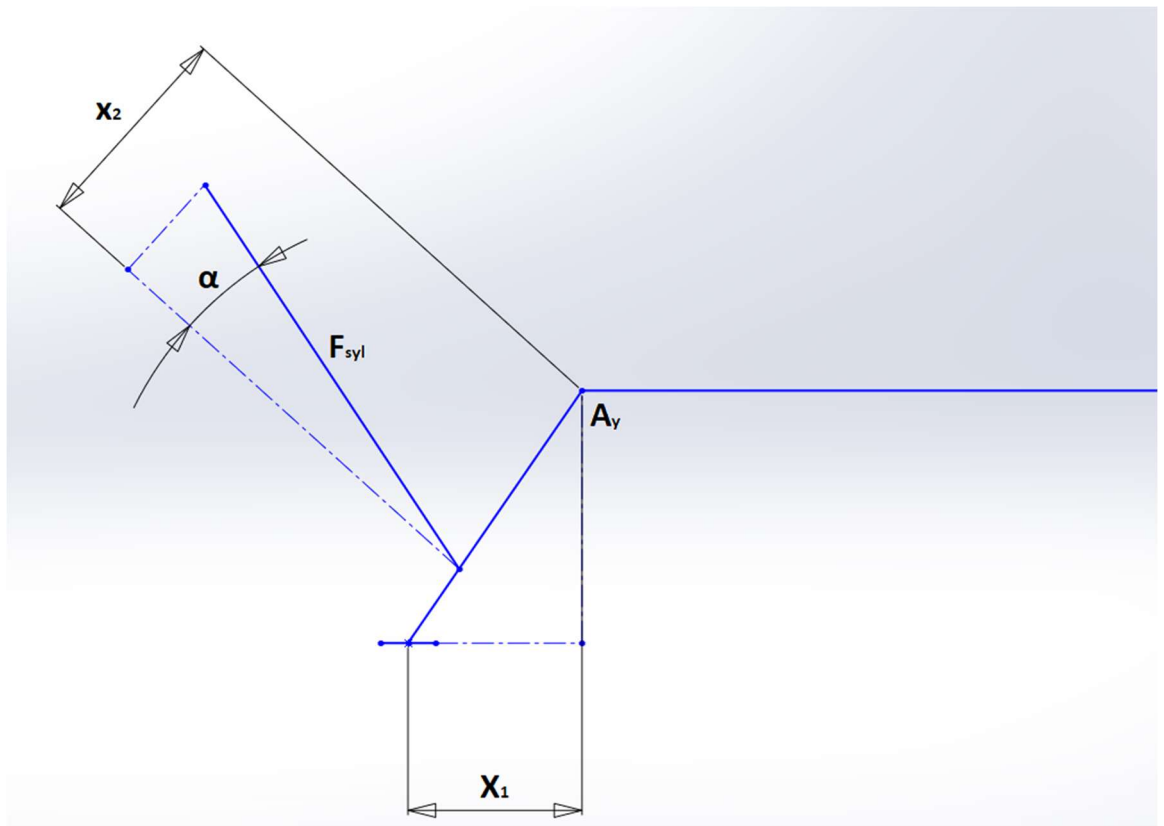
Sylinteriin kohdistuvan voiman suuruuden voi laskea pythagoraan lauseen ja trigonometrian avulla.



Kuva 13. Laskennan kulmat

$F_1 = \sqrt{F_{ay}^2 + F_{ax}^2}$ $F_{syl} = \frac{F_1}{\sin\beta}$	<p><math>F_1</math> = Tukipisteen resultanttivoima</p> <p><math>F_{syl}</math> = Sylinteriin kohdistuva voima</p> <p><math>\alpha</math> = nousukulma (deg)</p> <p><math>\beta</math> = sylinterin kulma</p> <p><math>F_{ay}</math> = Keskituen normaalivoiman suuntainen tukivoima (N)</p> <p><math>F_{ax}</math> = Keskituen akselin suuntainen tukivoima (N)</p>
----------------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Sylinteriin kohdistuva voima lasketaan tukireaktio A:n aikaansaamiseksi vaaditun momentin avulla.



Kuva 14. Vastaanoton jalan sylinterin laskentakulmat ja momenttivarret

$F_{syl} = \frac{A_y * X_1}{X_2 \cos \alpha}$	<p><math>F_{syl}</math> = sylinteriin kohdistuva voima (N)</p> <p><math>A_y</math> = Vastaanoton tukireaktio (N)</p> <p><math>X_1</math> = Tukireaktion momenttivarasi (m)</p> <p><math>X_2</math> = Sylinterin momenttivarasi (m)</p> <p><math>\alpha</math> = Sylinterin asennuskulma suhteessa jalkaan (deg)</p>
-----------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

$A = \frac{F}{p}$ $D = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}}$	<p>F = sylinteriin kohdistuva voima (N)</p> <p>A = pinta-ala (m<sup>2</sup>)</p> <p>D = halkaisija (m)</p> <p>p = sallittu maksimipaine (N/m<sup>2</sup>)</p> <p>1 bar = 10<sup>5</sup> pascal (N/m<sup>2</sup>)</p>
--------------------------------------------------	----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

### 3.7 Laskentataulukoiden hyödyntäminen suunnittelutyössä

Suunnittelutyössä hyödynnettiin Excelillä rakennettuja laskentataulukoita, jotta suunnittelun päämäärien päivittyessä asiakkaan toiveiden mukaisesti ei isoa osaa laskennasta tarvinnut tehdä uudestaan.

Tiheys (kg/m <sup>3</sup> )	Todellinen kuorma (kg)				
2000	16640				
Vastaanottopään leveys (m)	Vastaanottopään pituus (m)	Vastaanoton kasan korkeus (m)	Hihnan leveys (m)	1. leikkurin korkeus hihnasta (m)	Nousevan osuuden pituus
2	1	2,0	1,2	0,8	4,5
Vastaanoton tilavuus (m <sup>3</sup> )			Nousevan osuuden tilavuus (m <sup>3</sup> )		
4			4,32		
Vaakaosuuden kuorma (kg)	Nousevan osuuden kuorma (kg)	Kitkakerroin	Nousukulma (deg)	Nousukulma (rad)	g (m/s <sup>2</sup> )
8000	8640	0,15	10	0,17	9,81
Fvaaka (N)	Fnousu x (N)	Fnousu y (N)	Fkok, hihnavoima (N)		
11772,0	14718,1	12520,6	39100		
Vetopyörän halkaisija (m)	Vetopyörän säde (m)	Momentti (Nm)	Ketjuvoima (N)	Ketju Fsall (kN)	
0,25	0,125	4900	19550	44,8	
Ketjujen väli (m)	Tukien etäisyys ketjusta (m)	Fmax akseli (N)	Mtaivutus (Nm)	Yhdistetty taivutusmomentti (Nm)	Yhdistetty (Nmm)
1	0,5	19550	9775	10935	10935000
Varmuuskero	Materiaalin myöto (N/mm <sup>2</sup> )	Varmuusmyöto (N/mm <sup>2</sup> )	Halkaisija yhdistetyn mukaan (mm)	Akselin halkaisija (mm)	
2	355	177,5	85,61	86	
	42CrMo4, 550 MPa kun D40-100				
	Hardox 400, 1000 MPa kun D40-100				

Taulukko 10. Akselin laskentataulukko ja ketjuvoiman suuruus kahdella ketjulla. Arvoja muutettu

Akselin mitoitusaulukossa vihreällä merkatut kohdat ovat muuttujia, joiden arvot liittyvät asiakkaan toiveisiin tai alustavien komponenttivalintojen ominaisuuksiin, harmaat alueet päivittyvät muuttujien mukana ja sinisellä merkattu halkaisijan arvo on laskennallista halkaisijan arvoa seuraava kokonaisluku millimetreissä.

Valintalaskuri						
Käytettävissä oleva teho (kW)	Moottori r/min	Vääntö (Nm)	Kok hyötysuhde			Moottori-pumppu suhde
15	1500	95,5	0,857375			1,009251472
Paine (bar)	N/m <sup>2</sup>	Pumpun kierrosluvuus (cm <sup>3</sup> /r)	Pumpun tilavuusvirta (cm <sup>3</sup> /min)	l/min	Pumpun tilavuusvirta (m <sup>3</sup> /s)	Pumpun tehontarve (kW)
205	20500000	29	37295,8125	37,2958125	0,000725	14,9
Hyd. moottorille tuleva virta (l/min)	Hyd. moottorin kierrosluvuus (cm <sup>3</sup> /r)	litraa/kierros	Hydraulimoottorin nopeus (r/min)			
37,2958125	34	0,034	1097			
Hyd. Moottorin tilavuusvirta (m <sup>3</sup> /s)	Hyd. moottorin teho (kW)	Hyd. moottorin vääntö (Nm)				
0,000621597	12,74	110,9				
Moottorin suhde diesel-hydr	Välityssuhde	Vetoakselin pyörimisnopeus 1/s	1/min	Vääntö	Tuotetun ja vaaditun suhde	Toimiiko?
1,177	58,59	0,31	18,72201972	6500	1,00	Jaksaa kuljettaa
Hihnan nopeus (m/s)	Tilavuusvirta (m <sup>3</sup> /s)	Massavirta (kg/s)			Kapasiteetti (l/h)	III
0,32	0,28	280,5			1009,74	Laskennallinen

Taulukko 11. Hydraulimoottorin ja pumpun vertailutaulukko, vaihteen välityssuhde sekä kuljettimen karkea kapasiteetti. Arvoja muutettu

Alustava moottori/pumppu-vertailutaulukossa voidaan vertailla erilaisia moottori/pumppukombinaatioiden vaikutusta kuljettimen kapasiteettiin. Vihreät alueet ovat muuttuvia arvoja. Oleellisia vakioarvoja olivat asiakkaan määrittelemä moottorin teho sekä vaadittu vääntömomentin arvo.

Valinnan mukainen						
Käytettävissä oleva teho (kW)	Moottori r/min	Vääntö (Nm)	Kok hyötysuhde			Moottori-pumppu suhde
20	2200	86,8	0,857375			1,038961039
Paine (bar)	N/m <sup>2</sup>	Pumpun kierrosluvuus (cm <sup>3</sup> /r)	Pumpun tilavuusvirta (cm <sup>3</sup> /min)	l/min	Pumpun tilavuusvirta (m <sup>3</sup> /s)	Pumpun tehontarve (kW)
210	21000000	25	47155,625	47,155625	0,000916667	19,3
Hyd. moottorille tuleva virta (l/min)	Hyd. moottorin kierrosluvuus (cm <sup>3</sup> /r)	litraa/kierros	Hydraulimoottorin nopeus (r/min)			
47,155625	2000	2	24			
Hyd. Moottorin tilavuusvirta (m <sup>3</sup> /s)	Hyd. moottorin teho (kW)	Hyd. moottorin vääntö (Nm)				
0,000785927	16,50	6685,0				
Moottorin suhde diesel-hydr	Välityssuhde	Vetoakselin pyörimisnopeus 1/s	1/min	Vääntö	Tuotetun ja vaaditun suhde	Toimiiko ?
1,212	1,00	0,39	23,5778125	6685	102,85 %	Jaksaa kuljettaa
	Vähennyskerroin 21deg (0,78)					
Hihnan nopeus (m/s)	Tilavuusvirta (m <sup>3</sup> /s)	Massavirta (kg/s)			Kapasiteetti (l/h)	III
0,40	0,276	275,5			991,87	Laskennallinen

Taulukko 12. Moottori ja pumppuvalinnan mukainen kapasiteetti. Arvoja muutettu

Sopivan kombinaation löydyttyä ja päädyttyä olemaan käyttämättä vaihdetta moottorin ja vetoakselin välillä välityssuhteen arvoksi annettiin 1, toisin kuin taulukossa 11, joka kertoo tarvittavan välityssuhteen arvon, jotta vaadittu momentti saadaan tuotettu pienemmällä moottorilla. Kapasiteetin arvossa otetaan huomioon nousukulmasta riippuva vähennyskerroin.

#### 4 Loppusanat

Työssä laadittiin asiakkaalle ketjukuljettimen valmistukseen tarvittavat tekniset dokumentit, kuten valmistuskuvat osista, polttoradat leikeosista, hitsaus- ja kokoonpanokuvat sekä osaluettelo. Kuljettimen oleelliset mitat säilyivät määriteltyjen rajojen sisällä ja laskennallinen kapasiteetti vastaa haluttuja arvoja.

Työn aikana kehitin omaa projektinhallinnan osaamistani, paransin osaamistani CAD-ohjelmiston (Solidworks) käytössä suunnittelutyökaluna, opin hyödyntämään Exceliä tehokkaammin teknisen laskennan apuvälineenä sekä vertailemaan eri valmistustekniikoiden käyttökelpoisuutta haluttujen ominaisuuksien aikaansaamiseksi. Projektin loppupuolella laskujen suorittaminen ja ongelmanratkaisuun soveltuvien kaavojen löytäminen nopeutui huomattavasti.

Projektin päätteeksi jäi talteen laskentapohjia, joita voidaan hyödyntää myös tulevilla projekteilla. Tutustuin myös työn aikana useamman yrityksen tuote- ja palveluntarjontaan, minkä uskon virtaviivaistavan suunnittelutyötäni tulevaisuudessa.

## Lähteet

- (1) Fenner Dunlop. (2009). Conveyor Handbook. [http://www2.hcmuaf.edu.vn/data/dangnh/file/5\\_Fenner%20Dunlop\\_%202009\\_%20Conveyor%20Handbook.pdf](http://www2.hcmuaf.edu.vn/data/dangnh/file/5_Fenner%20Dunlop_%202009_%20Conveyor%20Handbook.pdf).
- (2) Swinderman, T & Marti, A & Goldbeck, L & Marshall, D & Strebels, M (2009). The Resource for Cleaner, Safer, More Productive Dust Material Control. Usa, Wisconsin: Worzalla Publishing company
- (3) Trelleborgslovenija. (2020) Catalogue, Conveyor belts. [https://www.trelleborgslovenija.com/images/products-trans/catalogues/ENG-katalog\\_conveyor-belts\\_2020.pdf](https://www.trelleborgslovenija.com/images/products-trans/catalogues/ENG-katalog_conveyor-belts_2020.pdf).
- (4) Valtanen, E. (2016.) Tekniikan taulukkokirja. Mikkeli: Genesis-Kirjat Oy.
- (5) Fonselius, J. & Rinkinen, J. & Vilenius, M. (2008). Hydraulikka II, Koneautomaatio. Tampere: Tampereen yliopistopaino Oy – Juvenes Print
- (6) Penttilä, Timo. (2012.) Pienahitsin staattisen kestävyden mitoitus perinteisesti ja eri reunaehtoihin perustuvilla parannetuilla mitoitusmalleilla. Kandidaatintyö. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. <http://urn.fi/URN:NBN:fi-fe201304082712>.
- (7) Kouhi, J. (1993.) EN 1993-1-8: Teräsrakenteiden suunnittelu, liitosten mitoitus. <https://www.rakennustieto.fi/Downloads/RK/RK060103.pdf>.
- (8) 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. (2009). Koneenosien suunnittelu. Helsinki: WSOYpro Oy
- (9) Oy Johnson Metall Ab. (2020). Tuoteluettelo, pronssiaihiot ja laakerit [https://sacometal.fi/wp-content/uploads/2020/11/Johnson\\_Tuoteluettelo\\_FIN\\_7-20151.pdf.pdf.pdf](https://sacometal.fi/wp-content/uploads/2020/11/Johnson_Tuoteluettelo_FIN_7-20151.pdf.pdf.pdf).

Liitteet

### 3. Kaksitukisen palkin taivutus

Kuormitustapaus Taivutusmomenttikuvio	Tukireaktiot Taivutusmomentti	Taipumaviiva
<p>1.</p>	$A = B = \frac{F}{2}$ $\max M = \frac{Fl}{4}$ $0 \leq x \leq \frac{l}{2}$ $M(x) = \frac{Fx}{2}$	$0 \leq x \leq \frac{l}{2}$ $v(x) = \frac{Fl^3}{48EI} \left[ 3\frac{x}{l} - 4\left(\frac{x}{l}\right)^3 \right]$ $f_m = \frac{Fl^3}{48EI}$ $\alpha_A = \alpha_B = \frac{Fl^2}{16EI}$
<p>2.</p>	$A = \frac{Fb}{l}$ $B = \frac{Fa}{l}$ $0 \leq x \leq a$ : $M(x) = \frac{Fbx}{l}$ $a \leq x \leq l$ : $M(x) = Fa\left(1 - \frac{x}{l}\right)$ $\max M = \frac{Fab}{l}$	$0 \leq x \leq a$ : $v_I(x) = \frac{Fab^2}{6EI} \left[ \left(1 + \frac{l}{b}\right)\frac{x}{l} - \frac{x^3}{abl} \right]$ $a \leq x \leq l$ : $v_{II}(x) = \frac{Fa^2b}{6EI} \left[ \left(1 + \frac{l}{a}\right)\frac{l-x}{l} - \frac{(l-x)^3}{abl} \right]$ $f = \frac{Fa^2b^2}{3EI}$ $a > b$ : $f_m = \frac{Fb\sqrt{(l^2 - b^2)^3}}{9\sqrt{3}EI}$ Kohdassa $x_m = \sqrt{(l^2 - b^2)}/3$ $a < b$ : $f_m = \frac{Fa\sqrt{(l^2 - a^2)^3}}{9\sqrt{3}EI}$ Kohdassa $x_m = l - \sqrt{(l^2 - a^2)}/3$ $\alpha_A = \frac{Fb(l+b)}{6EI}$ $\alpha_B = \frac{Fa(l+a)}{6EI}$

Kuormitustapaus Taivutusmomenttikuvio	Tukireaktiot Taivutusmomentti	Taipumaviiva
<p>3.</p>	$A = -B = -\frac{M_A}{l}$ $M(x) = M_A\left(1 - \frac{x}{l}\right)$ $\max M = M_A$	$v(x) = \frac{M_A l^2}{6EI} \left[ 2\frac{x}{l} - 3\left(\frac{x}{l}\right)^2 + \left(\frac{x}{l}\right)^3 \right]$ $f = \frac{M_A l^2}{16EI}$ kun $x = \frac{l}{2}$ $\alpha_A = \frac{M_A l}{3EI}$ $f_m = \frac{M_A l^2}{9\sqrt{3}EI}$ kohdassa $x_m = l - \frac{l}{\sqrt{3}}$ $\alpha_B = \frac{M_A l}{6EI}$
<p>4.</p>	$B = -A = -\frac{M_B}{l}$ $M(x) = M_B \frac{x}{l}$ $\max M = M_B$	$v(x) = \frac{M_B l^2}{6EI} \left[ \frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l}\right)^3 \right]$ $f = \frac{M_B l^2}{16EI}$ kun $x = \frac{l}{2}$ $\alpha_A = \frac{M_B l}{6EI}$ $f_m = \frac{M_B l^2}{9\sqrt{3}EI}$ kohdassa $x_m = l - \frac{l}{\sqrt{3}}$ $\alpha_B = \frac{M_B l}{3EI}$
<p>5.</p>	$A = B = \frac{ql}{2}$ $M(x) = \frac{qlx}{2} \left(1 - \frac{x}{l}\right)$ $\max M = \frac{ql^2}{8}$	$v(x) = \frac{qx}{24EI} (l^3 - 2lx^2 + x^3)$ $f_m = \frac{5}{384} \frac{ql^4}{EI}$ $\alpha_A = \alpha_B = \frac{ql^3}{24EI}$



$$J \alpha + b \omega + M = \eta_{mh} V_{km} \Delta p / (2 \pi) \quad (6.8)$$

missä  $J$  on moottorin akselille reducedoitu hitausmomentti,  $\text{kg m}^2$   
 $\alpha$  on moottorin kulmakiiktyvyys,  $\text{rad / s}^2$   
 $b$  on nopeudesta riippuva viskoosikitka,  $\text{Nm s / rad}$   
 $\omega$  on moottorin kulmanopeus,  $\text{rad / s}$   
 $M$  on moottorin akselia kuormittava momentti,  $\text{Nm}$   
 $\eta_{mh}$  on moottorin mekaanis-hydraulinen hyötysuhde  
 $V_{km}$  on moottorin kierrostilavuus,  $\text{m}^3 / \text{r}$   
 $\Delta p$  on moottorin yli oleva paine-ero,  $\text{N / m}^2$

Mitoitusta varten yhtälöstä 6.8 saadaan ratkaistua hydraulimoottorin kierrostilavuus  $V_{km}$ :

$$V_{km} = \frac{2\pi(J\alpha + b\omega + M)}{\eta_{mh} \Delta p} \quad (6.9)$$

Hydraulimoottorityyppi	Kierrotilavuus cm <sup>3</sup> /r	Paine <sub>max</sub> bar	Kierroskuku r/min	Hyötysuhde
Hammapyörimoottorit	3,8 ... 137,6	170 ... 210	500 ... 6 000	n. 0,85
Gerotor-moottorit	8 ... 934	70 ... 200	10 ... 2 000	n. 0,85
Aksiaalimäntämoottorit	10 ... 2 000	350 ... 400	10 ... 400	n. 0,90
Radiaalimäntämoottorit	74 ... 8 328	140 ... 400	1 ... 500	n. 0,90
Sipimoottorit	31,5 ... 317,1	175	500 ... 3 000	n. 0,85

Liite 1. Fonselius, J. & Rinkinen, J. & Vilenius, M. (2008). Hydrauliiikka II s. 193

### 17.3 Koneenrakennuksessa sallittuja jännityksiä (N/mm<sup>2</sup>)

Aine		S 235	Fe 50 <sup>1)</sup>	GS 45	GRS 150	GRS 250
<b>Veto</b> ( $\sigma$ )	I	100...150	140...210	100...150	35...45	65...85
	II	65...95	90...135	65...95	27...37	50...67
	III	45...70	65...95	45...70	20...30	35...50
<b>Puristus</b> ( $\sigma$ )	I	100...150	140...210	110...165	85...115	160...215
	II	65...95	90...135	70...105	55...75	100...135
	III	45...70	65...95	45...70	20...30	35...50
<b>Taivutus</b> ( $\sigma$ )	I	110...165	150...220	110...165	50...70	100...135
	II	70...105	100...150	70...105	35...50	65...90
	III	50...75	70...105	50...75	25...35	40...60
<b>Vääntö ja leikkaus</b> ( $\tau$ )	I	65...95	85...125	65...95	40...55	75...100
	II	40...60	55...85	40...60	30...40	55...75
	III	30...45	40...60	30...45	20...30	35...50

1) E 295

**Taulukossa:** I = lepäävä kuormitus, II = tykyttävä kuormitus, III = vaihtuva kuormitus

**Taulukon alempia arvoja** käytetään, jos laskettavassa kohdassa on lovia tai muita jännityskeskittymiä.

**Valuraudan taivutusjännitysarvot** ovat voimassa suorakaiteen muotoisille poikkipinnoille. O-poikkipinnoille arvo kerrotaan 1.2:lla ja I-poikkipinnoille 0.8:lla.

**Valuraudan vääntöjännitysarvot** ovat voimassa O-poikkipinnoille. Suorakaidepikkipinnoille taulukkoarvo kerrotaan 1.4:llä.