



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

ANTTI MARTIKKALA
PYÖRÖSAHAN SYÖTTÖLAITTEEN JA KIINNITTIMEN
TUOTEKEHITYS
Diplomityö

Tarkastaja: dosentti Juha Miettinen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Automaatio-, kone- ja materiaalitek-
niikan tiedekuntaneuvoston kokouk-
sessa 4. huhtikuuta 2012

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

Martikkala, Antti: Pyörösahan syöttölaitteen ja kiinnittimen tuotekehitys

Diplomityö, 72 sivua, 3 liitesivua

Toukokuu 2012

Pääaine: Konejärjestelmien suunnittelu

Tarkastaja: dosentti Juha Miettinen

Avainsanat: Pyörösaha, Syöttölaite, Kiinnitin, Metallisaha, Tuotekehitys

Sahaaminen ja aihoiden paloittelu on keskeinen työvaihe kaikkialla metalliteollisuudessa. Nykyään itsenäisesti toimivat metallisahat ovat laajassa käytössä tehtaissa ympäri maailman. Tämän työn tavoitteena on parantaa Plantool Oy:n suunnittelemaa automaattista yksiteräistä pyörösahaa kehittämällä siihen uusi syöttölaite ja kiinnitin. Rakenteen kehittelyssä käytetään hyväksi valmistus- ja kokoonpanolähtöisen suunnittelun periaatteita, modulaarisuutta, simulointia sekä systemaattista tuotekehitysmenetelmää.

Uuden sahaversioon merkittävin ero edelliseen on, että sillä pystytään katkaisemaan 130 mm paksuja pyörötankoaihioita 70 mm sijaan. Diplomityössä tehtyjä ratkaisuja ja mitoitusohjeita voidaan käyttää apuna myös seuraavia sahamalleja kehitettäessä.

Sahassa olevan kiinnittimen päätehtävä on pitää aihio tukevasti paikoillaan katkaisun aikana. Uutta kiinnitintä suunniteltaessa ratkaisuja haetaan edellisen sahaversioon kiinnittimen hyväksi osoittautuneesta rakenteesta, sekä tutkimalla muita vaihtoehtoja. Sahan terän kestoja parannetaan kiinnittimen irtiveto-ominaisuudella, jolla katkaisun päättyessä aihion puoliskot saadaan vedettyä irti terästä mahdollistaen terän paluun alkuasentoonsa ilman kosketusta katkaisupintoihin.

Aihion syöttölaite perustuu kuularuuvien lineaarisesti liikuttamaan kelkkaan, jossa on kiinni pihti aihioon tarttumista varten. Kuularuuvikäytön lisäksi syöttölaitteen lineaariliikkeen tuottamiseksi haetaan uusia ratkaisuja vertailemalla erilaisia lineaariliikettä tuottavia toimilaitteita. Hammastanko osoittautuu kuularuuvien ohella käyttökelpoiseksi varsinkin pitkäiskuisten syöttölaitteiden tapauksessa. Tämän lisäksi syöttölaitteen pihdinleukojen mekaniikka suunnitellaan uudelleen kestävämpään paremmin isomman aihion siihen kohdistavia voimia.

Uutta syöttölaitetta suunniteltaessa sen ominaisuuksiin liittyvien valintojen optimoimiseksi tehdään laskentaohjelmalla sahan toimintaa simuloiva malli. Mallin perusteella selviää, että syöttölaitteen pitää olla sahattavia kappalepituuksia pidempi, jos pyritään optimaaliseen tahtiaikaan. Pitkillä syöttöliikkeillä kelkan maksimiliikenopeus osoittautuu merkittäväksi seikaksi ja lyhyillä syöttöliikkeillä taas kiihtyvyydellä on suurempi vaikutus tahtiaikaan.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Engineering

Martikkala, Antti: Product Development of Feeder and Clamp of Circular Saw

Master of Science Thesis, 72 pages, 3 Appendix pages

May 2012

Major: Design of Machine Systems

Examiner: Docent Juha Miettinen

Keywords: Circular Saw, Feeder, Clamping System, Metal Saw, Product Development

Sawing and cutting of materials is an important part of production in metal industry. Nowadays automatic metal saws are widely used in factories all over the world. The aim of this thesis is to improve the automatic circular saw model designed by Plantool by developing a new feeder and clamping system. The new design is achieved by using the guidelines of designing for manufacturability and assembly, systematic product development method and modularity.

The most distinctive difference between previous saw model and this one being studied is in relation to its sawing capacity. Old saw model can cut bars up to 70 mm in diameter, while the model being studied can cut bars up to 130 mm in diameter. Most of the choices and calculations made in this thesis can also be used in designing saws in the future.

The main purpose of the clamp is to hold the metal being cut firmly in place. Some well-proven ideas from the preceding saw clamp are used in conjunction with the new design. The new clamp includes a feature for separating the billet and the cut piece away from the blade after cutting. This feature enables the blades to last longer and reduces the need to replace them.

An automatic feeder is usually based on a gripper system that moves linearly and is driven by a ball screw. The gripper grasps on the cut piece and feeds it accurately to the saw. New ideas for the feeder are researched by comparing different linear actuator types. The rack and pinion type actuator is proven to be a good choice, especially when creating feeders with longer stroke. Also the mechanical structure of the gripper is re-designed to endure the greater forces caused by the larger billet.

A mathematical model is created to simulate the properties of the feeder and saw. The results indicate that the feeder should be longer than the pieces being cut in order to optimize cutting times. Higher productivity is achieved when cutting long pieces through maximum speed of the gripper. Conversely, cutting short pieces yields a higher productivity through a faster acceleration of the feeder.

ALKUSANAT

Tämä työ on tehty Plantooll Oy:lle. Kiitän diplomityön ohjaajaa ja tarkastajaa dosentti Juha Miettistä sekä Plantooll Oy:n suunnittelu- ja tuotekehitysosaston teknistä johtajaa Juha Murtomäkeä aiheen määrittelystä sekä lukuisista neuvoista.

Lisäksi kiitän Plantooll Oy:n suunnittelu- ja tuotekehitysosastoa, erityisesti Topias Sepposta ja Matti Mäkinestettä. Lisäksi haluan kiittää vanhempiani, sisaruksiani ja kavereitani etenkin Juha Hakomäkeä, Mikko Matalamäkeä ja Mendy Haouzia tuesta ja diplomityötäni koskevista kommentteista.

Tampereella 24.5.2012

Antti Martikkala

SISÄLLYS

1	Johdanto	1
2	Tausta	2
2.1	Sahaaminen	2
2.1.1	Koneellinen sahaaminen - sahatyypit	2
2.1.2	Koneellinen sahaaminen - terät	4
2.2	Plantoolin pyörösaha	4
3	Suunnittelun periaatteita	6
3.1	Suunnittelu valmistettavuuden ja kokoonpantavuuden kannalta	8
3.1.1	Rakenteen yksinkertaistaminen ja osien määrän vähentäminen	9
3.1.2	Standardisointi ja yleisten osien sekä materiaalien käyttäminen	9
3.1.3	Osien suunnittelu valmistuksen kannalta	9
3.1.4	Osien kohdistamisen, käsittelyn ja asennuksen helpottaminen	10
3.1.5	Kokoonpanon helpottaminen	10
3.2	Modulaarinen suunnittelu	10
3.3	Tekninen laskenta	11
3.4	Suunnittelu Plantoolilla	12
4	Sahauksen prosessiaikojen simulointi	13
4.1	Syöttölaitteen ominaisuuksien vaikutus sahan tuotantokykyyn	18
5	Syöttölaitteen tuotekehitys	23
5.1	Tehtävän asettelu ja vaatimuslista	23
5.2	Abstrahointi, osatoimintoihin jako ja vaikutusperiaatteiden etsintä	24
5.3	Vaikutusperiaatteiden vertailu ja valinta	27
5.3.1	Lineaariliike	27
5.3.2	Välitys	33
5.3.3	Moottori	34
5.4	Ratkaisumuunnelmien haku	35
5.5	Lineaariliikkeen komponenttien mitoitus	38
5.5.1	Lineaariliikkeen syöttövoima, nopeudet ja kiihtyvyydet	39
5.5.2	Kuularuuvikäytön mitoitus	39
5.5.3	Hammastankokäytön mitoitus	41
6	Syöttölaitteen tarttujan kehittäminen	45
6.1	Mitoitus	48
6.1.1	Aihion sivusiirto ja suoristusvoima	49
6.1.2	Aihion kiinnipitovoima	51
6.1.3	Pihdin lineaarijohteiden mitoitus	52
7	Kiinnittimen kehittäminen	55
7.1	Kiinnittimen leukojen kehittäminen	57
7.1.1	Sivupainaja	57
7.1.2	Päältäpainaja	57
7.1.3	Päältä- ja sivupainajien sylinterien mitoitus	59

7.1.4	Päältäpainajan lineaarijohteiden mitoitus	60
7.2	Irtivedon toteutus ja mitoitus	62
7.3	Vastaleuan ja sen ruuvien mitoitus	64
8	Johtopäätökset.....	68
	Lähteet.....	70

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

Abstrahointi	Tarkoittaa yleiskäsitteen luomista pelkistämällä.
Aihio	Määrämittainen putki tai jokin muu profiilitanko, jota katkotaan sahalla haluttuihin pituuksiin.
CAD	Tietokoneavusteinen suunnittelu (<i>Computer-aided design</i>).
DFMA	Suunnittelu valmistettavuuden ja kokoonpantavuuden kannalta (<i>Design for Manufacturability and Assembly</i>).
FEM-laskenta	Rakenteiden lujuusanalyysia tietokoneavusteisesti elementtimenetelmää käyttäen (<i>Finite Element Method</i>).
Inertiasuhde	Sähkömoottorin hitausmomentin ja sen käyttämien hitausmomenttien suhde.
Irtiveto	Irtivedon avulla saadaan aihio ja siitä katkaistu kappale siirrettyä kauemmas terästä, jolloin terä ei alkuasentoon palaessa kosketa leikkauspintoja.
Jätepala	Aihiosta halutun mittaisiin kappaleisiin katkaisun jälkeen jäänyt ylimääräinen pala, jota ei voida käyttää hyväksi.
Kappale	Aihiosta katkaisemalla irrotettu halutun pituinen kappale.
Katkaisuaika	Aihion katkaisuun kuluva aika
Kiinnitin	Kiinnittimellä tarkoitetaan tässä työssä ahiota sahauksen aikana kiinni pitävää osaa sahassa.
Modulointi	Tarkoittaa tuotteen jakamista itsenäisiin toiminnallisiin kokonaisuuksiin, joille on määritelty selkeät ja vakiona pidettävät rajapinnat.
Otteenvaihto	Pihtisyöttölaite tekee otteenvaihdon, kun syöttölaitteen isku on käytetty loppuun. Täyden iskun jälkeen pihti irrottaa otteensa ahiosta ja palaa alkuasentoonsa ottamaan uuden otteen ahiosta seuraavaa syöttöliikettä varten.
Puhdistussahaus	Sahattavan aihion päästä katkaistaan epätasainen kärki pois, ennen kuin sitä aletaan katkoa haluttuihin pätkiin.
Resonanssi	Systeemi on resonanssissa kun siihen vaikuttaa ulkopuolinen voima, jonka värähtelytaajuus on sama tai lähes sama kuin järjestelmän ominaisvärähtelytaajuus.
Sivusiirto	Syöttölaitteen pihdissä oleva ominaisuus jolla ahiota siirretään syöttöliikkeen ajaksi kauemmas kiinnittimen vastaleuasta.

Syöttölaite

Syöttölaitteella tarkoitetaan tässä työssä aihiota sahalle syöttävää osaa sahasa.

Muuttujat

a	Kiihtyvyys
d	Halkaisija
E	Kimmokerroin
F	Voima
g	Gravitaatiovakio
h	Laskennassa käytetty pituus tai etäisyys
i	Välityssuhde
I	Neliömomentti
J	Hitausmomentti eli inertiamomentti
L	Kappaleisiin, aihioihin sekä osiin liittyvät pituus
m	Massa
M	Vääntömomentti
n	Pyörimisnopeus tai lukumäärä
N	Tukivoima
p	Kuularuuvien nousu
P	Teho
R_e	Materiaalin myötöraja
s	Liikematkan pituus
t	Toiminnon aika
T	Vaiheen aika
v	Nopeus
α	Kulmakiihtyvyys
Δp	Paine-ero
η	Hyötysuhde
μ	Kitkakerroin
ρ	Materiaalin tiheys
σ_k	Materiaalissa esiintyvä jännitys
ω	Kulmanopeus

1 JOHDANTO

Tämä diplomityö on tehty Plantool Oy:lle, joka on suomalainen kansainvälisesti toimiva metallialan yritys, jonka ydinosuusalueita ovat lastuava työstö ja tuotantojärjestelmät. Pitkään kokemukseen nojaten Plantool suunnittelee työstökoneita ja järjestelmiä sekä nopeita kovametalliterillä varustettuja pyörösahoja putkien ja tankojen katkaisuun. Tärkeänä osana on eri tekniikoiden luova yhdistäminen ja asiakkaiden auttaminen tuotannon automatisoinnin laajassa kentässä. Yrityksen kokonaispalveluun kuuluu asiakkaan toimintaympäristön suunnittelu, ylläpito ja kehittäminen.

Plantoolin uuden strategian mukaan tavoitteena on siirtää painoarvoa asiakkaan toiveiden mukaan räätälöityjen järjestelmien kehittämisestä enemmän myös vakiotuotteiden suuntaan. Tällöin jokaiseen myytyyn tuotteeseen liittyvän kalliin suunnittelutyön kustannukset jäävät pienemmäksi. Eräs tällainen osa-alue on automaattisten metallin katkaisuun soveltuvien sahojen kehittäminen. Nykyistä sahamallistoa pyritään kehittämään paremmin markkinoiden vaatimuksia vastaavaksi.

Pyörösaha on pyörivään sirkkelinterään perustuva laite, jolla katkotaan tanko- ja putkiprofiileja. Plantoolin automaattisten pyörösahojen perusrakenteeseen kuuluu teräyksikön lisäksi automaattinen syöttölaite ja aihion kiinnipitojärjestelmä. Automatiikan ansiosta saha pystyy katkomaan sitä edeltävän syöttöpöydän ja syöttötaskun kautta saapuvat aihiot haluttuihin pituuksiin ilman jatkuvaa valvontaa.

Tämän diplomityö keskittyy yksiteräisten pyörösahojen malliston parantamiseen ja laajentamiseen olemassa olevan yksiteräisen pyörösahamallin kehittämisen kautta. Sahaan kehitetään uusi aihion kiinnitin sekä automaattinen syöttölaite. Diplomityön aikana sahan suunnittelua ei kuitenkaan viedä täysin loppuun asti, joten rakenteeseen liittyvät tarkemmat yksityiskohdat jäävät työn ulkopuolelle. Työn tarkoituksena on luoda pohjaa myös tulevaisuuden sahojen suunnittelua varten yksittäisen sahamallin tuotekehityksen lisäksi. Sahan suunnittelussa paneudutaan erityisesti mitoituksen kannalta tärkeisiin seikkoihin ja sahan toiminnan simulointiin, jolloin tulevaisuudessa tehtävien sahamallien suunnittelu helpottuu.

2 TAUSTA

Ennen sahan suunnittelua luodaan katsaus sahaamiseen, sahoihin ja yleisesti käytettäviin teriin. Tarkempaan tarkasteluun otetaan Plantoolin valmistama QCS 1/15 HF -pyörösaha.

2.1 Sahaaminen

Saha on työkalu, jossa on kova terä, jolla poistetaan pehmeämmästä sahauksen kohteena olevasta kappaleesta materiaalia. Sahaaminen on lastuavaa työstöä ja sitä käytetään yleensä katkaisuun. Terä voi olla edestakaisin liikkuva metalli- tai konesahaterä, päätömäksi vanteeksi muodostettu yhteen suuntaan liikkuva vannesahaterä tai yhteen suuntaan pyörivä pyörösahanterä. Sahan terä on yleensä hammaslaitainen, mutta sahaamiseksi lasketaan myös hampaattomalla veitsiterällä tapahtuva viiltoleikkaus, sekä hiovan jauheen käyttö murenevien aineiden paloittelussa. [1, s. 74]

Sahaamista käytetään aineistankojen katkaisuun, levyjen paloitteluun ja lohkojen irrotukseen. Sahaamalla voidaan tehdä myös ulko- tai sisäpuolisia käyräkuvioita, paloitella aineita ohuiksi liuskoiksi, tehdä pienimittaisia urituksia, sahata ja paloitella valsaustuotteita kuumina kauppapituuksiin. [1, s. 74]

Sahaamiseen liittyviä tärkeitä osa-alueita ovat lastunmuodostus, sahausvoimat ja niihin vaikuttavat lastuamis- ja syöttönopeus. Näillä suureilla on vaikutusta sahauskykyyn, jonka mittana yleensä käytetään sahauskuvion pinta-alaa jaettuna ajalla tai sen käänteisarvoa, jota kutsutaan ominaissahausajaksi. [1, s. 74–103]

2.1.1 Koneellinen sahaaminen - sahatyypit

Tavallisin lastuava konesaha on vannesaha, mutta myös konekaarisahoja käytetään. Paksujen aineiden sahaukseen käytetään pyörösahoja. Sahauksessa käytetään yleensä lastuamisnestettä, jonka tarkoituksena on voidella sekä jäähdyttää terää. Lastuamisnesteet ovat yleensä öljyjä, veden ja öljyn emulsioita tai kemiallisia nesteitä [2, s. 232–233]. Valurautaa, alumiinia ja magnesium-seosmetalleja työstetään yleensä kuivana, mutta joissain tapauksissa lastuamisnesteitä käyttämällä myös niitä työstäessä on saatu aikaan hyviä tuloksia [3, s. 199–200].

Konekaarisaha

Konekaarisahoissa terä on päistään kiinnitetty ja jännitetty tukevan kaaren päiden välille. Usein konekaarisahaa kutsutaan myös nimellä ”konesaha” tai ”kaarisaha”. [1, s. 77] Sahan toiminta perustuu kaaren ja siihen kiinnitetyn hammaslaitaisen terän edestakai-

seen liikkeeseen [3, s. 264]. Konesahoja on kahta eri tyyppiä: heilurityyppinen ja vaaka-asentoinen. Heilurityypisessä konesahassa syöttöliike toteutetaan kääntämällä terää toisesta päästään kiinnitetyn nivelen ympäri. Vaaka-asentoisessa sahassa terän syöttöliike toteutetaan liikuttamalla terää pystysuorasti johteiden tukemana. [1, s. 79]

Konesahan terä leikkaa ainoastaan terän liikkussa eteenpäin, joten puolet terän tekemästä liikkeestä menee hukkaan tehokkaan katkaisun kannalta ajatellen [3, s. 264]. Konesahan tehokkuuden lisäämiseksi terä voidaan laittaa tekemään keinuvaa edesta-kaista liikettä, jolloin suunnilleen sama määrä hampaita suorittaa lastuamista työkappaleen paksuudesta riippumatta. Vaaka-asentoisella sahalla voidaan suorittaa normaalien katkaisujen lisäksi lohkosahauksia, jolloin kappaleeseen saadaan luotua tasasivuisia muotoja. [1, s. 78–79]

Vannesaha

Vannesahat koostuvat ohjaavien pyörien väliin pingotetusta yhtenäisestä sahalaitaisesta vannelenkistä. Yleensä ohjaavia pyöriä on kaksi, mutta kolmatta pyörää voidaan käyttää kun sahan kidan syvyys halutaan suuremmaksi kuin teräpyörän halkaisija. Vannesahat jaetaan pystyvannesahoihin ja vaakasuoriin vannesahoihin, niiden vanteen orientaatiosta riippuen. [1, s. 82–85]

Pystyvannesahalla voidaan suorittaa materiaalin katkomisen lisäksi myös sisäettä ulkopuolisia kuviosahauksia. Kuviosahauksissa pienin mahdollinen käyrityssäde riippuu vannesahan terän leveydestä. [1, s. 82–85] Harvinaisemmalla spiraaliterällä varustetulla vannesahalla voidaan tehdä jyrkkiä sahauksen suunnan vaihtoja, koska spiraalilin muotoisella terällä on 360-asteen katkaisupinta [3, s. 283]. Vaakasuoraa vannesahaa taas käytetään yleensä aineiden katkaisuun, mutta sillä voidaan suorittaa myös lohkosahauksia. [1, s. 84]

Pyörösaha

Yksiteräiset pyörösahat perustuvat pyörivään sirkkelityyppiseen terään ja ne yleensä jaetaan kaksitukisiin, yksitukisiin ja altapäin sahaaviin sahoihin. Kaksitukisessa pyörösahassa terä on kiinnitetty vaakasuoraan, pystysuoraan tai vinosti liikkuvaan kelkkaan. Yksitukisessa sahassa terää liikutellaan vipuvarren muodostaman heilurin avulla ja altapäin sahaavassa pyörösahassa terä on kiinnitetty pöytään tai pöydän alta nousevaan terän syöttöön. [1, s. 90–93] Näiden lisäksi markkinoilla on myös moniteräisiä pyörösahoja, jotka soveltuvat isojen aihoiden ja pyöreiden putkien nopeaan katkaisuun [4].

Pyörösahalla sahaaminen on jyrkimistä ja terän halkaisija on suuri, mutta paksuus pieni. ohuudesta johtuen terällä ei ole juuri ollenkaan sivuttaisjäykkyyttä ja se pysyy oikeassa suunnassa vain silloin kun sen hampaat ovat täysin symmetrisiä terän kylkiin nähden. [1, s. 90–91] Pyörösahoilla saadaan aikaiseksi erittäin tarkkoja katkaisuja ja ne soveltuvat erityisesti alumiinin, messingin, koneteräksen ja ruostumattoman teräksen katkaisuun. [3, s. 265]

2.1.2 Koneellinen sahaaminen - terät

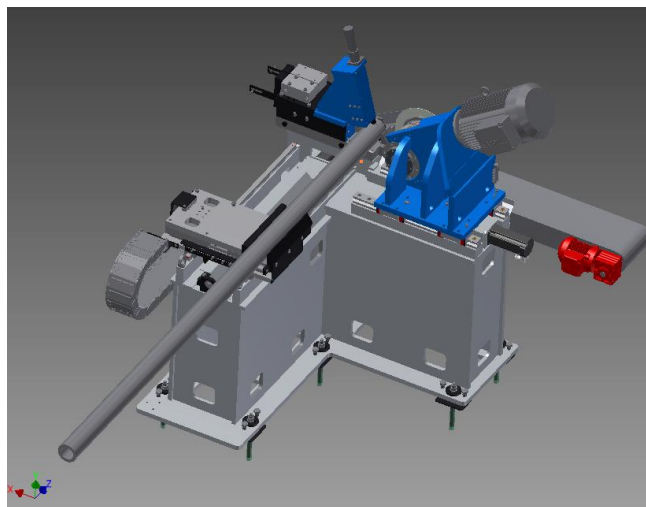
Koneellisessa sahaamisessa käytetään yleensä pikavolframi (*high-speed tungsten*) ja pikamolybdeeni (*high-speed molybdenum*) teriä, jotka kaarikonesahoissa on yleensä karkaistu kokonaan [3, s. 266]. Pyörösahan terät on usein valmistettu kromi-vanadiini seostetusta teräksestä, mutta joskus käytetään myös karbidi-kärkisiä teriä [3, s. 265]. Sahanteriä valmistetaan monilla eri karkeuksilla, joita kuvataan terän hampaiden kärkivälillä. Terän karkeuden yksikkönä käytetään terien kärkien lukumäärää tuumaa kohti ja se vaihtelee välillä 4-14. Metrisessä järjestelmässä terän karkeus ilmaistaan hampaiden kärkien määrällä 25:ttä millimetriä kohden, jolloin luku vastaa amerikkalaisten käyttämää kärkimäärää tuumaa kohti. [3, s. 266]

Suuria osia katkaistaessa on hyvä käyttää karkeaa terää hampaiden kärkien tiheyden ollessa luokkaa 4. Tällöin lastut poistuvat helpoiten ja terä pureutuu materiaaliin paremmin. Työkaluterästä ja ohuita materiaaleja katkottaessa on syytä käyttää hampaiden tiheyttä 14. Yleiseen katkaisuun soveltuvassa terässä hammastiheydeksi on suositeltavaa valita 10. [3, s. 266]

Terää valittaessa kannattaa aina valita mahdollisimman karkea terä, kunhan otetaan huomioon, että vähintään kaksi hammasta koskettaa sahattavaa aihiota samanaikaisesti. Tätä pienemmässä hammaskosketuksessa riski terän jumittumiseen on suuri, koska aihio saattaa jumittua kahden hampaan väliin aiheuttaen terän rikkoutumisen. [3, s. 266]

2.2 Plantoolin pyörösaha

Kiinassa valmistettu Plantoolin suunnittelema QCS 1/15 HF on yksiteräinen pyörösaha, joka soveltuu erilaisten profiilitankojen katkaisuun. Sahan terää käytetään 15 kW:n sähkömoottorilla ja siihen kuuluu kiinteä syöttölaite. Sahalla kyetään katkaisemaan aihioita joiden halkaisijat vaihtelevat 10 millimetristä 70 millimetriin. QCS 1/15 HF -saha toimii tässä diplomityössä tapahtuvan suunnittelun pohjana.



Kuva 2.1. Plantool QCS 1/15 HF -yksiteräinen pyörösaha.

Nykyisen sahamallin ensimmäisen prototyypin rakentamisen jälkeen sahaan ilmeni kehitystarpeita ja muutostoivomuksia. Uuden version suunnittelussa pyritään ottamaan paremmin huomioon modulaarisuus ja mahdollisuus erilaisiin versioihin. Vanha sahaversion koostuu yhdestä kiinteästä kokonaisuudesta, jonka pääosia ovat, runko, syöttölaite, kiinnitin, teräyksikkö, lastun poisto/sahattujen kappaleiden poisto ja ohjausyksikkö.

Sahan saattamiseksi paremmin eri tarkoituksiin soveltuvaksi uudessa versiossa päädytään erottamaan syöttölaite omaksi sahan runkoon liitettäväksi kokonaisuudeksi. Syöttölaitteesta on myös tarkoitus tehdä eripituisia versioita riippuen sahan käyttötarkoituksesta. Myös kiinnittimistä voidaan tulevaisuudessa tehdä erilaisille profiileille paremmin räätälöityjä. Lisäksi uudella sahalla halutaan pystyä katkomaan vähintään 120 mm halkaisijaltaan olevia aihioita.

3 SUUNNITTELUN PERIAATTEITA

Mahdollisimman kilpailukykyistä tuotetta valmistettaessa tärkeimpiä seikkoja ovat valmistuksen rationalisointi suurine sarjoinen ja halpa rakenne. Halpuus kuitenkin merkitsee usein huonoa laatua, joka taas ei ole eduksi kilpailukyvyille. Laatuvaatimukset voidaan kuitenkin määrittellä kohtuullisen tarkasti, jolloin rakenteet pystytään valitsemaan ja mitoittamaan mahdollisimman halvoiksi ja yksinkertaisiksi, mutta silti vaatimukset täyttäväksi. [5, s. 238]

Usein tuote ylimitoitetaan liian tukevaksi, valmistetaan tarpeettoman laadukkaita materiaaleista tai siinä käytetään vaatimukset ylittäviä toleransseja. Tällainen "ylisuunnittelu" (*overdesign*) johtuu usein epävarmoista suunnitteluun liittyvistä laskelmista tai siitä, että suunnittelussa nojataan liikaa kokemukseen ja intuitioon. Suunnittelijan täytyykin pitää mielessä, että "ylisuunnittelu" voi merkittävästi lisätä tuotteen valmistuskustannuksia. Tarkemmin rakennetta analysoimalla ja testaamalla tuote saadaan paremmin optimoitua sille asetettuja vaatimuksia vastaavaksi ja siten myös halvemmaksi. [6, s. 14–15] Tuotteelle asetetun vaatimustason havaitaan useimmiten myös vaihtelevan suuresti käyttöalueesta riippuen, joten yhdellä tuotteella ei yleensä kannata peittää koko aluetta [5, s. 238].

Kaikkea edellä mainittua voidaan kutsua käsitteellä optimaalinen suunnittelu. Optimaalisen suunnittelun vaikutus tuotteeseen ilmenee ennen muuta halpana hintana. Myös tuotteen laatu paranee, koska käyttöalueen vaatimukset on otettu monipuolisesti ja tarkasti huomioon. [5, s. 238]

Jos konepajan kustannusalueiden oletetaan olevan suunnittelu, työnvalmistelu, osto, valmistus, hallinto ja myynti jakautuvat kustannukset taulukon 3.1 ylärivin mukaisesti. Näillä kustannusalueilla tehtyjen päätöksiä vaikutus tuotteen kokonaiskustannuksiin nähdään taulukon 3.1 alariviltä. Taulukon perusteella käy selväksi, että suunnittelu on avainasemassa, kun halutaan tehokkaasti vaikuttaa tuotteen lopulliseen hintaan. [5, s. 238]

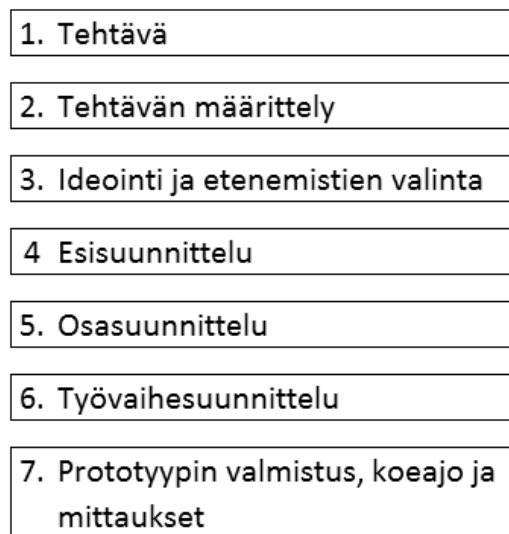
Taulukko 3.1. Konepajan kustannusalueiden vaikutus. [5]

	Suunnittelu	Työnvalmistelu	Osto	Valmistus	Hallinto ja myynti
Kustannusosuus	10 %	5 %	40 %	25 %	20 %
Kustannusvaikutus	70 %	15 %	5 %	9 %	1 %

Suunnittelun pienestä kustannusosuudesta ja suuresta kustannusvaikutuksesta johtuen suunnittelun lisääminen, monipuolistaminen ja ulottaminen mahdollisimman pitkälle on huomattavasti tärkeämpää kuin suunnittelun työntuottavuuden parantaminen. [5, s. 238]

Apukeinoina tuotekehityksessä voidaan käyttää erilaisia tuotekehitysmenetelmiä, joissa eri vaihtoehtoja haetaan ja vertaillaan systemaattisesti. Tuotekehitysprojektin eteneminen voidaan jakaa kuvan 3.1 mukaisiin vaiheisiin. Näistä vaiheista tärkeimpiä tuotteen lopullisen hinnan kannalta ovat vaiheet 1-3. Siksi tälle alueelle on käytettävä mahdollisimman paljon aikaa ja esisuunnittelun alkamista on pyrittävä viivyttämään riittävän pitkään. Tätä seikkaa tukevat myös seuraavat todeksi tunnetut periaatteet:

"- *Idea ei synny tyhjiössä, vaan tutkittaessa sitä aluetta, miltä idean toivotaan löytyvän.*"
 "- *Ideointi ja suunnittelu ovat intuitiivista työtä. Intuitiivinen valinta sisältää kuitenkin suuren riskin.*" [5, s. 238–239]



Kuva 3.1. Tuotekehitysprojektin etenemisvaiheet. [5, s. 238]

Hyvin harvoin tuotekehitystehtävä tarkoittaa täysin uuden ja tuntemattoman suunnittelua, vaan yleensä tavoitteena onkin vanhan rakenteen tai koneen parannettu versio tai jonkin ison laitteen osakokonaisuuden korvaaminen uudella. Tällaisessa tapauksessa varsinkin kokeneella suunnittelijalla on välittömästi jo suunnittelua aloittaessa mielessä periaatteellinen ratkaisu ongelmaan, jota ryhdytään heti toteuttamaan. Tämä ensimmäinen mieleen tuleva ratkaisu ei suinkaan varmasti johda parhaimpaan lopputulokseen, etenkin kun tehtävän tarkempi erittely ja eri ratkaisumallien tutkiminen jää tekemättä. Ilman tehtävän erittelystä saatavaa tietoa laitteen toimintavaatimuksista moni tärkeä vaatimus saattaa jäädä toteuttamatta vain siksi, että se ei ole yksinkertaisesti tullut mieleen. [5, s. 238–239]

3.1 Suunnittelu valmistettavuuden ja kokoonpantavuuden kannalta

Tuotteet pääsääntöisesti suunnitellaan vastaamaan niille asetettuja suoritusavoitteita ja vaatimuksia. Nämä vaatimukset täyttävä tuote voidaan suunnitella monella eri tavalla, joten suunnittelijan kannattaa pyrkiä optimoimaan sen rakenne myös tuotannon kannalta. [7]

Suunnittelu valmistettavuuden ja kokoonpantavuuden kannalta tarkoittaa sitä, että tuotetta pyritään yksinkertaistamaan ja helpottamaan tuotteen valmistusta. Suunnittelua valmistettavuuden kannalta kuvataan yleensä termillä DFM, joka tulee englanninkielisistä sanoista *Design for Manufacturability*. Tämän lisäksi käytetään termiä DFA (*Design for Assembly*), joka taas tarkoittaa tuotteen suunnittelua kokoonpantavuuden kannalta. [8, s. 13, 69] Tässä työssä DFA ja DFM yhdistetään käyttäen niille myös yleisesti käytössä olevaa yhteistä termiä DFMA. Suunnittelu DFMA-metodin avulla antaa parhaimmat tulokset automaation avulla suuria sarjoja valmistettaessa, mutta siitä on hyötyä myös pienempien sarjojen valmistuksessa [7].

Perinteisesti tuotesuunnittelu ja tuotannosuunnittelu tehdään erillisinä vaiheina peräkkäin, joka usein johtaa ongelmiin tuotantoa aloittaessa. Nämä ongelmat voidaan välttää, kun suunnitteluinsinöörit ja tuotantoinsinöörit tekevät yhteistyötä tuotteen ja sen valmistusprosessien optimoimiseksi. Tätä menettelyä kutsutaan rinnakkaissuunnitteluksi, jota usein kuvataan myös termillä CE (*Concurrent engineering*). Yhteisen tuotannon ja tuotesuunnittelun lisäksi CE-menetelmässä otetaan huomioon koko tuotteen elinkaari, jolloin myös suunnittelijan täytyy olla siitä selvillä. Elinkaarella tarkoitetaan kaikkia tuotteeseen liittyviä seikkoja kuten sen rakennetta, kehitystyötä, tuotantoa, jakelua, käyttöä ja kierrättämistä. Yhdistetyn tuote- ja tuotannosuunnittelun perustavoitteita on minimoida tuotteeseen ennen tuotantoon siirtoa tehtyjen muutosten määrä sekä siihen kuluva aika ja raha. [6, s. 11–14]

Suunnittelijan tehtävä on suunnitella toimiva tuote suunnittelijalle määrättyjen taloudellisten ja ajallisten rajoitteiden puitteissa. Tutkimukset ovat kuitenkin osoittaneet, että suunnittelun aikana tehdyt päätökset aiheuttavat 70% tuotteen kokonaiskustannuksista, kun taas tuotannossa tehdyillä päätöksillä vastaava luku on 20% [7; 9, s. 9]. Tutkimusten mukaan 5% tuotteen suunnittelun alussa tehdyistä päätöksistä määrittää suurimman osan tuotteen kustannuksista, laadusta ja valmistukseen liittyvistä ominaisuuksista. Tämä kertoo suunnittelun alkuvaiheessa tarkasti mietittyjen päätösten suurista hyödyistä yrityksen menestymiseen ja tuottavuuteen. Tuotetta suunniteltaessa DFMA-menetelmällä tulee kuitenkin ottaa huomioon tuotteen suunnitteluun käytettävät resurssit suhteutettuna valmistusmäärään. Pieniä tuotemääriä valmistettaessa suhteelliset suunnittelukustannukset ovat suuria, jolloin liiallinen resurssien käyttäminen suunnitteluun ei kannata vaikka valmistuksessa onnistuttaisiinkin saaman aikaan säästöjä. [7]

Valmistettavuuteen ja kokoonpantavuuteen keskittyvässä DFMA-menetelmän mukaan pyritään usein modulaariseen rakenteeseen sekä kiinnitetään huomiota seuraaviin seikkoihin.

3.1.1 Rakenteen yksinkertaistaminen ja osien määrän vähentäminen

Jokaista tuotteessa käytettävää osaa kohti on olemassa riski viallisesta tai väärin asennetusta osasta. Täydellisen tuotteen valmistamisen todennäköisyys vähentyy eksponentiaalisesti osien määrän kasvaessa. [10] Käytettävien osien määrän lisääntyessä myös kokoonpanoon ja osien valmistukseen kuluva aika ja rahamäärä kasvavat. Näiden lisäksi suuri osamäärä vaikuttaa osavaraston hallintaan ja tilan tarpeeseen, joka taas johtaa kustannuksien lisääntymiseen. [8, s. 70–71]

Edellä mainituista syistä johtuen suunnittelijan kannattaa usein miettiä yksittäisten osien kohdalla osan tarpeellisuutta. Monesti toisiinsa nähden liikkumattomat ja samasta materiaalista valmistettavat osat kannattaakin yhdistää yhdeksi osaksi. [8, s. 70] Myös hitsattavissa kokoonpanoissa lähtökohtana on, että niissä on mahdollisimman vähän yhteen liitettäviä osia. Usein sanotaankin, että "paras hitsi on hitsi, jota ei ole olemassa ja että hitsi on kaikkein kalleinta olemassa olevaa materiaalia." [8, s. 84]

3.1.2 Standardisointi ja yleisten osien sekä materiaalien käyttäminen

Osien standardisointi pienentää varastoitavien ja käytettävien nimikkeiden määrää. Samojen osien käyttäminen useissa sovelluksissa mahdollistaa niiden valmistamisen suurempina tuotantomäärinä, jolloin valmistuskustannukset alentuvat ja automaation käyttämisen mahdollisuudet paranevat. Koskaan ei myöskään kannata suunnitella osaa, joka on mahdollista ostaa luettelon perusteella. [8, s. 46; 10]

Harvinaisten ja erikoisempien komponenttien käyttäminen ei ole kannattavaa, koska komponenttivalmistajien ei yleensä tarvitse kilpailla niiden laadun ja hinnan osalta markkinoilla olevia muita valmistajia vastaan [10]. Samojen komponenttien käyttäminen eri puolilla konstruktiota vähentää nimikkeiden määrää. Etenkin "ämpäritavara" kannattaa olla tarkkana, ettei varasto täyty jokaisesta ruuvipituudesta ja kantamuodosta. [8, s. 46]

3.1.3 Osien suunnittelu valmistuksen kannalta

Osia suunniteltaessa niiden valmistusmenetelmät kannattaa valita siten, että ne sopivat parhaiten yhteen materiaalin ja tuotantomäärien kanssa. Myös käytettävät materiaalit on syytä valita siten, että osien valmistusaika on mahdollisimman lyhyt täyttäen kuitenkin osilta vaaditut ominaisuudet. Ylimääräisiä osien ominaisuuksia kannattaa välttää, koska ne usein vaativat monimutkaisempaa prosessointia ja työstöä. [6, s. 16–26]

Suunnittelijan on hyvä tietää ja ottaa huomioon valmistusprosesseihin liittyvät rajoitukset. Turhien toleranssien ja liian hyvien pinnanlaatuojen käyttäminen rakenteessa lisää turhaan valmistuskustannuksia. [6, s. 16–32]

3.1.4 Osien kohdistamisen, käsittelyn ja asennuksen helpottaminen

Osat suunnitellaan siten, että niiden asentaminen ja kohdistaminen onnistuu helposti ilman ylimääräistä käsittelyä ja tarkastelua. Osien valmistaminen symmetriseksi helpottaa asennustyötä. Usein se on kuitenkin mahdotonta, joten epäsymmetrisen osan epäsymmetrisyyttä kannattaakin pyrkiä lisäämään. [9, s. 253–258] Tarkasti kohdistettavia osia varten rakenteeseen lisätään ylimääräisiä olakkeita tai tappeja, joiden avulla kohdistaminen onnistuu helposti. Osien käsittelyn helpottamiseksi niihin on syytä suunnitella muotoja, jotka mahdollistavat tarttumisen. [8, s. 72–75] Osissa olevia teräviä kulmia kannattaa välttää, koska ne saattavat vahingoittaa kokoonpanijaa tai asiakasta [10].

Hyvä konstruktio on myös yksikäsitteinen ja mahdollisuus asennusvirheisiin on minimoitu. Tällöin osat on suunniteltu siten, ettei niitä voida asentaa väärin tuotetta koottaessa. Lovet, epäsymmetriset reiät ja olakkeet ovat suunnittelijalle oiva apu tällaista rakennetta suunniteltaessa. [8, s. 72–75]

3.1.5 Kokoonpanon helpottaminen

Tuote on hyvä suunnitella siten, että kokoonpano voidaan aloittaa kokoonpanoon kuuluvasta suurimassaisesta tai muuten tukevasti paikoillaan pysyvistä komponentista. [10; 8, s.72] Tähän komponenttiin liitettävät osat kiinnitetään yksi toisensa jälkeen rakenteeseen mielellään ylhäältä päin jolloin asennus on helpompaa. Jos tämä ei ole mahdollista kokoonpanoa voidaan helpottaa myös pyrkimällä rakenteeseen, johon suurin osa komponenteista liitetään samasta suunnasta. [8, s. 72]

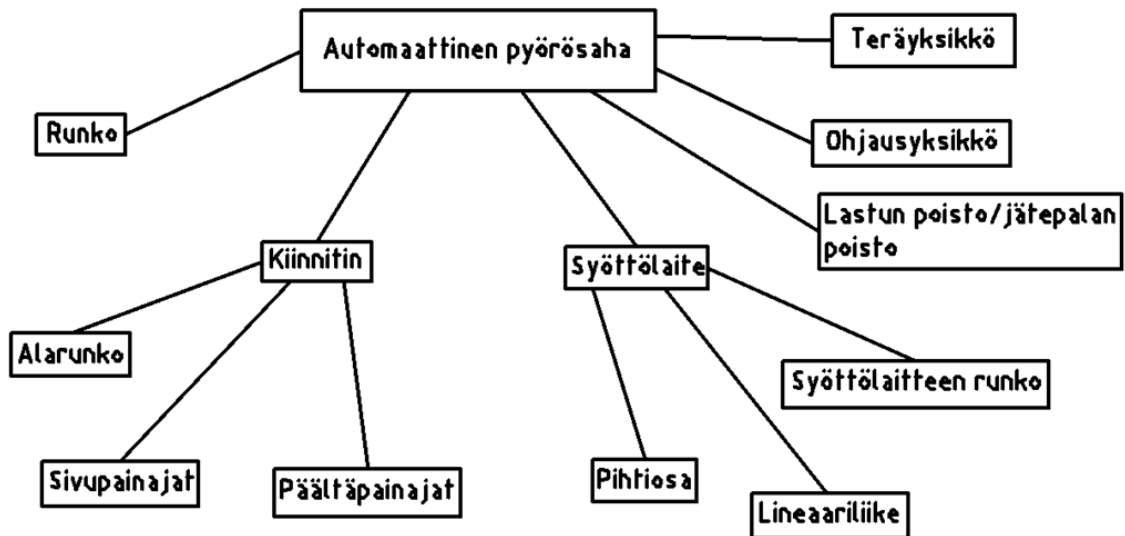
3.2 Modulaarinen suunnittelu

Yksittäisellä asiakkaalla tai asiakasryhmällä on yleensä toisistaan poikkeavat vaatimukset haluamalleen tuotteelle. Tyypillistä on, että asiakkaiden tarpeet ovat kuitenkin 95 prosenttisesti samat, joten tuote voidaankin usein tulkita virheellisesti homogeeniset asiakastarpeet täyttäväksi tuotteeksi. Väärä tulkinta johtaa väistämättä ongelmiin valmistusta myydessä. [11, s. 13–15]

Kun tuote koostuu moduuleista, joista kukin vastaa yhtä asiakastarvetta tai mahdollisimman pientä asiakastarvejoukkoa, voidaan moduuleja yhdistelmällä kattaa laaja joukko erilaisia asiakastarpeita. Sen sijaan perinteisillä menetelmillä toimittaessa myyjän myyntikompetenssi jää usein pieneksi ja johtaa välittömästi lipsumiseen sovitusta tuotepolitiikasta. Modulointia käytettäessä tuotepolitiikalla tarkoitetaan suhtautumista kysymykseen, halutaanko täyttää jokin ilmennyt asiakastarve vai ei. [11, s. 14–15]

Modulaarinen lähestymistapa minimoi valmistettavien osien kokonaismäärän ja siten pienentää osavarastoa sekä parantaa tuotteen laatua. Yksittäisten moduulien toimivuus voidaan myös testata ennen viimeistä kokoonpanoa. Rakenteesta johtuva lyhyt viimeiseen kokoonpanoon kuluva aika mahdollistaa laajan tuotevalikoiman valmistamisen asiakkaan toivomusten mukaan lyhyessä ajassa ilman suurta varastoa ja ylimääräisiä

kustannuksia. [8, s. 84; 10] Kuvassa 3.2 on automaattisen pyörösahan moduulijako, jossa kiinnitin ja syöttölaite -moduulit on jaettu alimoduuleihin.



Kuva 3.2. Automaattisen pyörösahan moduulijako.

Moduulirakennetta luotaessa on hyvä pyrkiä mahdollisimman pieneen määrään moduuleja, joilla voidaan täyttää kaikki valitut asiakastarpeet. Tähän päästään sijoittamalla kaikki itsenäiset asiakastarpeet omaan moduuliinsa. Näistä moduuleista muodostetaan niin monta erilaista yhdistelmää, että kaikki asiakastarpeet voidaan täyttää. [11, s. 15] Modulaarinen rakenne helpottaa myös suunnittelua uusien tuotevariaatioiden luomisessa. Tällöin uusi haluttu ominaisuus voidaan lisätä tuotteeseen vain yhtä moduulia muuttamalla. Monimutkaisen modulaarisen rakenteen määrittelemiseksi on myös olemassa erilaisia menetelmiä kuten MFD (*Modular Function Deployment*), joka perustuu systemaattisesti etenevien viiden vaiheen noudattamiseen [12].

3.3 Tekninen laskenta

Laskenta on merkittävässä roolissa koneensuunnittelussa, koska sen avulla voidaan tutkia koneen dynamiikkaa, suorittaa lujoustarkasteluja ja simuloida järjestelmän toimintaa. Yleisiä laskentaan käytettyjä apuvälineitä ovat matematiikka-, taulukkolaskenta- ja lujuuslaskentaohjelmistot.

Laitteen toiminnan simulointiin ja dynamiikan tutkimiseen voidaan käyttää tietokoneella luotuja matemaattisia malleja. Näiden mallien avulla järjestelmälle löydetään parhaimmat alkuarvot, joiden perustella mekaniikan kaavoja käyttäen komponentit pystytään mitoittamaan suhteellisen tarkasti.

Koneensuunnittelussa tietokoneavusteista FEM-laskentaa (*Finite Element Method*) käytetään yleensä rakenteiden lujoustarkasteluissa. Sen avulla pystytään optimoimaan rakennetta siten, että se kestää siihen kohdistuvat kuormat olematta kuitenkaan

tarpeettoman tukeva ja täten kallis. FEM-laskenta perustuu simuloitujen kappaleiden rakenteen jakamiseen elementteihin ja niiden väliseen vuorovaikutuksen simulointiin. Mitä tiheämpi elementtiverkko on, sitä tarkempia tuloksia saadaan. Verkon tihentäminen kuitenkin pidentää laskenta-aikaa, joten usein lujuuslaskijan täytyy tasapainoilla mallin laskenta-ajan ja tarkkuuden välillä.

3.4 Suunnittelu Plantoolilla

Plantool Oy:ssä suunnittelu alkaa aloituskatselmuksesta, jossa on mukana suunnittelun, myyntipuolen ja projektionnin osajia. Aloituskatselmuksessa päätetään uusien projektien aloittamisesta ja selvitetään suunnittelun lähtötietoja. Suunnitteluprojektin käynnistyessä lähtötietoja tarkennetaan asiakkaan kanssa. Jo käynnissä olevan suunnitteluprosessin aikana järjestetään ajoittain niin sanottuja konstruktiokatselmuksia, joissa mekaniikka- ja automaatio-suunnittelun lisäksi paikalla on hankinnan, osavalmistuksen ja kokoonpanon edustajia. Näissä palavereissa suunnittelija saa palautetta eri osastojen edustajilta, joten tuotetta pystytään muokkaamaan jo suunnittelun aikana paremmin koko tuotteen elinkaarta ajatellen. Lisäksi projektin edetessä projektipäällikkö esittelee suunnitelmat myös asiakkaalle. Suunnittelun loppuvaiheessa pidetään kokoonpanokatselmus, jossa suunnittelija esittelee tuotteen rakenteen asentajille. Mahdollisten tuotannonaikaisien muutosten ilmetessä suunnittelija päivittää muutokset piirustuksiin.

Plantool Oy on suhteellisen pieni metallialan yritys, jolloin suunnittelun edetessä voidaan helposti olla vuorovaikutuksessa tuotannon kanssa. Tällöin etenkin kokeneilla suunnitteluinsinööreillä on yleisesti katsoen hyvä käsitys tuotantoon liittyvistä suunnitteluseikoista. Pienistä valmistettavista sarjoista johtuen suunnitteluinsinöörit pystyvät olemaan mukana etenkin tuotteen kokoonpanoprosessissa ja täten saavat automaattisesti hyviä oppeja myös kokoonpantavuudesta käytännössä. Suunnittelussa pyritään yleisesti huomiomaan valmistettavuus ja kokoonpano, vaikka niiden merkitys ei olekaan yksittäisiä projektituotteita valmistettaessa yhtä suuri kuin suurien sarjojen tehtäessä.

Tässä diplomityössä tehdyssä tuotekehityksessä kyse on vakiotuotteesta, joten tuotekehityksessä pyritään erityisesti kiinnittämään huomiota modulaarisuuteen sekä valmistettavuuteen ja kokoonpantavuuteen. Merkittävänä seikkoina tästä mainittakoon standardiosien käyttäminen ja rakenteen yksinkertaistaminen. Lisäksi optimaaliseen suunnitteluun tähdätään analysoimalla rakennetta kuormituksia laskemalla sekä käyttämällä hyväksi simulointia. Asiakastarpeiden laajasta joukosta johtuen suunnittelussa pyritään soveltamaan myös modulaarisuuden periaatteita, jolloin erilaisten tuotteiden räätälöinti helpottuu.

4 SAHAUKSEN PROSESSIAIKOJEN SIMULOINTI

Simulointi tarkoittaa menetelmää, jolla pystytään jäljittelemään suunnitteluvaiheessa tai olemassa olevan järjestelmän toimintaa. Simulointia varten luodaan järjestelmää vastaava malli, jolla voidaan tarkastella sen toimintaa ja siihen liittyvien muuttujien vaikutusta sen ominaisuuksiin. Simuloinnin tyypillisimpiä käyttökohteita ovat resurssien määrittelyt, suorituskyvyn parantaminen, operatiivisen toiminnan kehittäminen logistiikan kehittäminen ja markkinoinnin avustus. [13]

Aina kun luodaan todellista järjestelmää simuloiva malli, joudutaan tekemään oletuksia todelliseen järjestelmään vaikuttavista tärkeistä ilmiöistä. Oletukset helpottavat matemaattisen mallin määrittelyä, mutta sisältävät riskin. Vääriä oletuksia ja väärää tietoa käyttäessä malli saattaa vääristyä niin paljon, että siitä saatava tieto menettää merkityksensä. Tästä syystä käytettyjen oletusten vähentäminen mallista usein parantaa sen luotettavuutta, mutta toisaalta voi myös johtaa mallin liialliseen monimutkaistumiseen. Hyvää mallia tehdessä onkin tärkeää olla tarkkana tehdessä päätöksiä siinä käytettäviin oletuksiin liittyen. [14, s. 1]

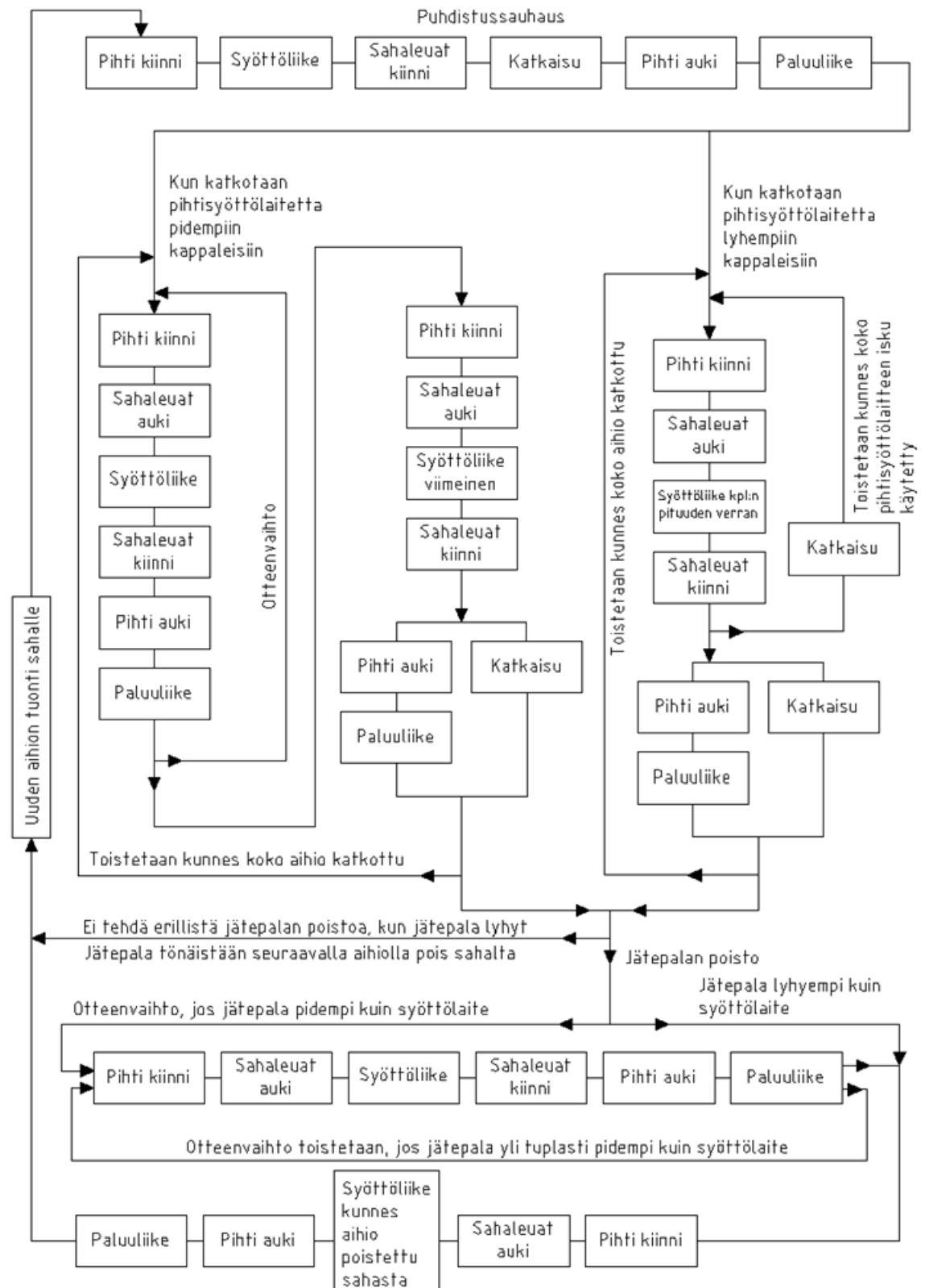
Sahan tuotantokapasiteettiin vaikuttavat sen osatoimintoihin kuluvat ajat. Näitä tutkimalla ja summaamalla pystytään määrittämään teoreettinen tuotantonopeus. Yhden aihion sahausprosessi koostuu: uuden aihion saapumisesta syöttölaitteelle, aihion syöttämisestä sahalle, katkaisuihin ja jätepalan poistosta.

Näihin vaiheisiin kuluvat ajat laskemalla yhteen saadaan selville yhden täysimittaisen aihion paloitteluun kuluva aika. Tämän teoreettisen ajan perusteella on helppo määrittellä sahan tuottama valmiiden haluttuihin pituuksiin katkaistujen kappaleiden määrä haluttuna ajanjaksona. Suunnittelijaa ja etenkin sahan ostamista suunnittelevaa asiakasta hyödyttävää tietoa ovat sahan tuotot esimerkiksi yhden tunnin, vuorokauden, kuukauden tai vuoden aikana.

Jotta sahausaikoja voidaan laskea, on oleellista perehtyä ensin syöttölaitteen toimintaan. Syöttölaitteen toiminta perustuu lineaarisesti liikkuvaan kelkkaan, jossa on kiinni pihti joka tarttuu syötettävään aihioon. Syöttöliikkeen aikana pihti pitää aihion otteessaan, niin kauan kunnes syöttölaite lähtee hakemaan uutta otetta aihioista. Uuden otteen hakemista syötettävästä aihioista kutsutaan otteenvaihdoksi. Syöttölaitetta kerta- luokkaa lyhyempiä pätkiä sahattaessa yhden täyden syöttölaitteen iskun aikana voidaan sahata monta kappaletta, kunnes koko käytettävissä oleva iskumatka on käytetty. Iskumatkan loppuessa syöttölaitteen pihti irrottaa otteensa sen jälkeen, kun iskun viimeinen katkaisu aloitetaan. Pihti saa luvan aueta vasta, kun sahapäässä olevat leuat puristavat aihion otteeseensa. Syöttölaite siis lähtee jo sahausajan aikana palaamaan alkuasentoon-

sa. Tässä tilanteessa sahan nopeuteen vaikuttaa syöttölaitteen paluuseen kulunut aika tai katkaisuaika, riippuen siitä kumpi on pidempi.

Paluuvaiheen päättyessä syöttölaite ottaa uuden otteen syötettävästä aihioista ja jatkaa uudella syöttöliikkeellä. Sahattaessa syöttölaitetta pidempiä kappaleita syöttölaite joutuu tekemään yhden tai useamman ylimääräisen otteenvaihdon ennen katkaisun aloittamista. Tämä tarkoittaa sitä, että täyden iskun pituisia syöttöliikkeitä tehdään kunnes haluttu pituus aihioista on kyetty syöttämään sahan läpi. Kuvassa 4.1 on esitettyinä prosessikaavio sahan vaiheista katkaistaessa aihiota halutun pituisiksi kappaleiksi.



Kuva 4.1. Sahauksen prosessikaavio.

Kaaviossa ylimpänä on uuteen aihioon kohdistuva ensimmäinen syöttöliike ja katkaisu. Ensimmäinen katkaisu on niin sanottu puhdistussauhaus, jonka tarkoituksena on katkaista aihion epätasainen kärki pois. Tämän jälkeen aihiota katkotaan haluttuihin

pätkiin vasemman tai oikeanpuolimmaisen reitin mukaan. Viimeisenä vaiheena suoritetaan ahiosta jäljellejääneen jätepalan poisto, jonka jälkeen uusi aihio tuodaan syöttölaitteelle.

Teoreettisessa laskennassa syöttölaitteen kiihtyvyydet ja hidastuvuudet oletetaan tasaisiksi ja yhtä suuriksi, mikä ei todellisuudessa pidä paikkaansa. Myös leukojen sulkeutumis- ja avautumisajat sekä katkaisuaajat ovat arvioita. Näiden arvioiden ja yksinkertaistusten perusteella saadaan kuitenkin riittävän tarkkaa tietoa sahan tuotantokyvystä.

Syöttölaitteen nopeus on katkaisuajan lisäksi merkittävin seikka tuotantonopeuden määräytymisessä. Syöttöliikkeen suunnittelussa alussa valittavat alkuarvot ovat maksimisyöttönopeus v ja kiihdytysaika t . Niiden avulla saadaan laskettua syöttölaitteen kiihtyvyys kaavalla

$$a = \frac{v}{t} \quad (1)$$

Syöttölaitteen liike koostuu kiihdytyksestä, tasaisella nopeudella liikkumisesta ja jarrutuksesta, riippuen siitä ehtiikö se kiihtymään liikkeen aikana maksiminopeuteensa. Jos kiihdyttämiseen kuluva aika on pienempi kuin alussa määritelly kiihdytysaika, syöttölaitteen kiihdytykseen ja jarruttamiseen kuluva aika lasketaan kaavalla

$$T_k = \sqrt{\frac{s_l}{a}}, \text{ jos } \sqrt{\frac{s_l}{a}} < t \quad (2)$$

jossa s_l on syöttöliikkeen pituus. Tällöin syöttölaite ei siis ehdi saavuttaa liikkeen lyhydestä johtuen maksiminopeuttaan. Muulloin kiihdyttämiseen ja jarruttamiseen kuluva aika

$$T_k = t \quad (3)$$

Jos syöttölaite ehtii kulkemaan syöttöliikkeen aikana tasaisella liikenopeudella, siihen kuluva aika lasketaan kaavalla

$$T_t = \frac{s_l - 2\frac{1}{2}at^2}{v} \quad (4)$$

Kaavojen 2, 3 ja 4 tuloksia hyväksikäyttämällä syöttölaitteen liikkeeseen kuluva aika lasketaan kaavalla

$$T_l = 2T_k, \text{ jos } at^2 > s_l \quad (5)$$

jolloin kelkka ei ehdi liikkeen aikana kiihtyä maksiminopeuteensa. Muulloin liikeaika lasketaan kaavalla

$$T_l = 2 \sqrt{\frac{s_l}{a}} + T_t \quad (6)$$

Syöttölaitteen iskunpituutta kertaluokkaa lyhyempiä kappaleita katkottaessa syöttölaite siirtää aihiota eteenpäin halutun kappaleen pituuden verran kunnes koko isku on käytetty jolloin syöttölaite palaa takaisin alkuasemaansa hakemaan uuden otteen. Yhden täyden iskun aikana katkaistujen kappaleiden määrä lasketaan kaavalla

$$n_i = \frac{s_i}{L_{kp} + L_t} \quad (7)$$

jossa s_i on syöttölaitteen iskun pituus, L_{kp} on aihioista katkaistujen kappaleiden pituus ja L_t on sahan terän leveys.

Syöttölaite lähtee palaamaan alkuasentoonsa, kun sen jäljellä oleva iskunpituus on lyhyempi, kuin seuraavan sahattavan kappaleen pituus. Paluuliike alkaa samanaikaisesti, kuin iskun viimeinen katkaisu. Seuraava syöttöliike voi alkaa, kun syöttölaite on palannut alkuunsa ja katkaisu on tehty. Tässä tapauksessa määrääväksi ajaksi muodostuu syöttölaitteen paluu-aika tai sahaus-aika, riippuen siitä kumpi on pidempi. Syöttölaitteen paluuajan ollessa suurempi seuraavaa syöttöliikettä edeltävä aika T_i lasketaan kaavalla

$$T_i = t_p + T_l \quad (8)$$

jossa t_p on pihdin sulkeutumiseen kuluva aika. Katkaisuajan ollessa suurempi aika T_i saadaan kaavasta

$$T_i = t_s \quad (9)$$

jossa t_s on katkaisuun kuluva aika. Kun katkotaan syöttölaitteen iskunpituutta kertaluokkaa lyhyempiä kappaleita, keskimäärin yhden kappaleen sahaus-aikaan kuluva aika lasketaan kaavalla

$$t_{kp} = \frac{t_p + n_i[t_l + T_l + t_l + t_s] - t_s + T_i}{n_i}, \text{ jos } n_i > 1 \quad (10)$$

Jos aihioista katkotaan syöttölaitteen maksimi-iskua pidempiä kappaleita, joudutaan tekemään otteenvaihto. Otteenvaihtoja tehdään tarpeen mukaan monta kertaa kunnes halutun kappaleen pituus on syötetty sahan terän ohi. Otteenvaihtojen määrä saadaan laskemalla kaavalla

$$n_o = \left\lceil \frac{L_{kp} + L_t}{s_i} \right\rceil \quad (11)$$

jossa osamäärä pyöristetään alaspäin kokonaislukuun. Jos sahausn tuloksena halutun kappaleen pituus on jaollinen pihitisyötön pituudella, niin otteenvaihtojen määrästä vähennetään yksi, koska myöhemmin laskettaessa kokonaisaika viimeinen syöttöliike lasketaan erikseen.

Sahattavan kappaleen pituuden ollessa yli puolet pihitisyöttölaitteen iskun pituudesta yhden kappaleen sahausn kuluva aika lasketaan kaavalla

$$t_{kp} = n_o(t_p + t_l + T_l + t_l + t_p + T_l) + t_p + t_l + T_l + t_l + T_l \quad (12)$$

Kaavalla 12 laskettaessa täytyy ottaa huomioon kaavassa esiintyvien T_l -aikojen erilaiset liikematkan pituudet. Otteenvaihtojen tapahtuessa viimeisen noutoliikkeen matka lasketaan kaavalla

$$s_v = L_{kp} - n_o s_i \quad (13)$$

Osa aihion pituudesta menee hukkaan puhdistussahaussn, sahausn las-
tuiksi muuttumiseen ja jättökappaleeseen. Aihioista saatujen valmiiden kappaleiden määrä lasketaan kaavalla

$$n_v = \frac{L_a - L_p + L_j}{L_{kp} + L_t} \quad (14)$$

jossa L_a on aihion pituus, L_p on puhdistussahaussn katkaistun osan pituus ja L_j on jäljellejääneen jättökappaleen pituus, joka saadaan kaavalla

$$L_{jt} = L_a - n_v(L_{kp} + L_t) - L_t - L_j \quad (15)$$

Liitteestä 1 löytyy edellä mainittuihin kaavoihin perustuva matematiikkaohjelmalla tehty simulaatio, jossa kuvan 4.1 kaavion eri tapaukset otetaan huomioon matemaattisten logiikkafunktioiden avulla.

4.1 Syöttölaitteen ominaisuuksien vaikutus sahan tuotantokykyyn

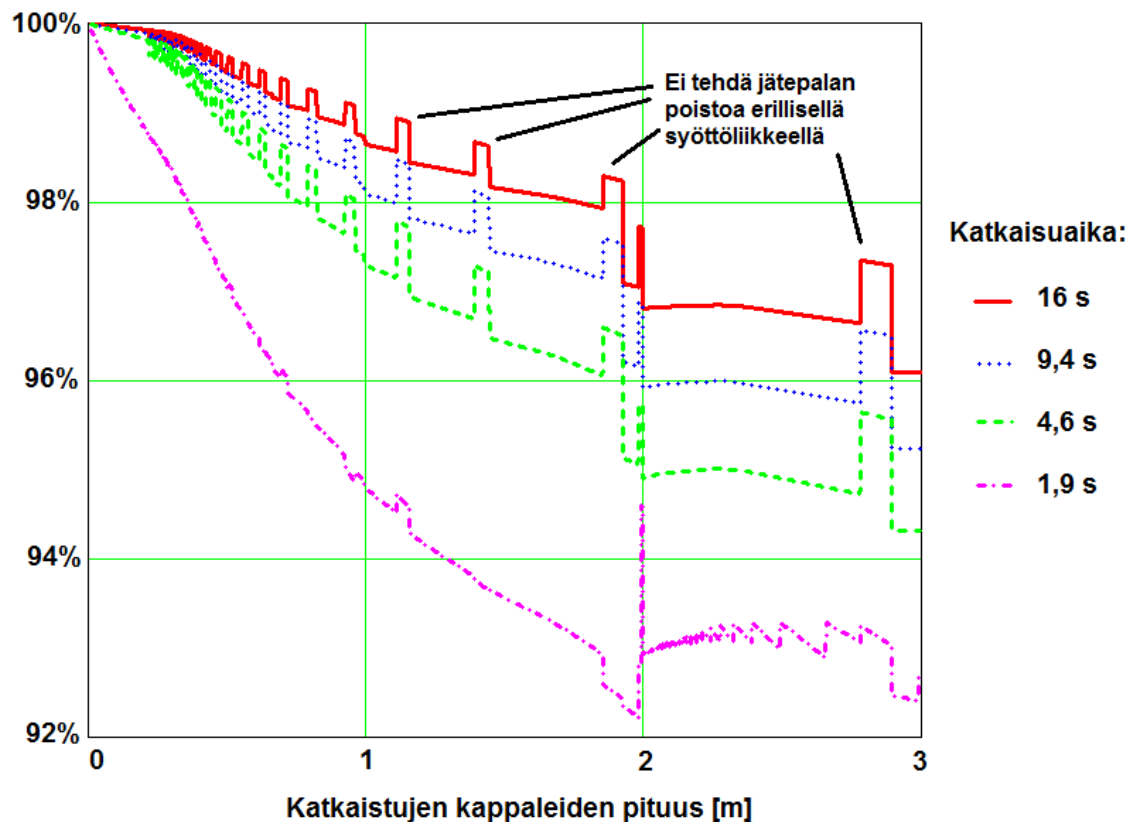
Sahan ja syöttölaitteen ominaisuuksien vaikutukset sahausnopeuteen riippuvat katkaistavasta aihioista ja siitä katkottujen kappaleiden pituudesta. Tästä syystä syöttölaitteen ominaisuuksien vaikutusta pyritään kuvaamaan kuvaajilla, joissa suureen vaikutus selviää myös eripituisille kappaleille ja erilaisille katkaisuajoille. Katkaisuaika taas on riippuvainen materiaalista ja verrannollinen aihion halkaisijaan.

Syöttölaitteen ominaisuuksien vaikutusta tutkittaessa teoreettisen sahan tuotantokykyä vertaillaan Plantoolin QCS 1/15 HF -sahaan ja sen syöttölaitteeseen. Kyseisen

sahan syöttölaitteessa maksiminopeudeksi määriteltiin 1 m/s, kiihtyvyydeksi 2,5 m/s² ja syöttölaitteen pituudeksi 700 mm.

Kuvissa 4.2 ja 4.3 selvitetään sahauksen prosessiaikojen simuloinnin avulla syöttölaitteen nopeuden ja pituuden vaikutusta sahan toimintaan. Molemmissa kuvaajissa ylhäältä alaspäin katsottuna on käytetty katkaisuaajan arvoja: 16,0 s, 9,4 s, 4,6 s ja 1,9 s. Katkaisuaajat on määritetty käyttämällä Plantoolin katkaisuaikojen laskentaan tekemää matemaattista mallia pyörötankoaihio koille 130 mm, 100 mm, 70 mm ja 40 mm.

Kuvassa 4.2 on tutkittu 2000 mm pitkän syöttölaitteen maksiminopeuden vaikutusta sahan tuottamien valmiiden kappaleiden suhteelliseen määrään vertaamalla maksiminopeudella 0,8 m/s liikkuvaa sahaa maksiminopeudella 1,0 m/s liikkuvaan sahaan.



Kuva 4.2. Syöttölaitteen maksiminopeuden vaikutus sahan tuottamien kappaleiden määrään sahattujen kappaleiden pituuden suhteen vertaillaessa maksiminopeuden 0,8 m/s omaavaa syöttölaitetta syöttölaitteeseen, jonka maksiminopeus on 1,0 m/s.

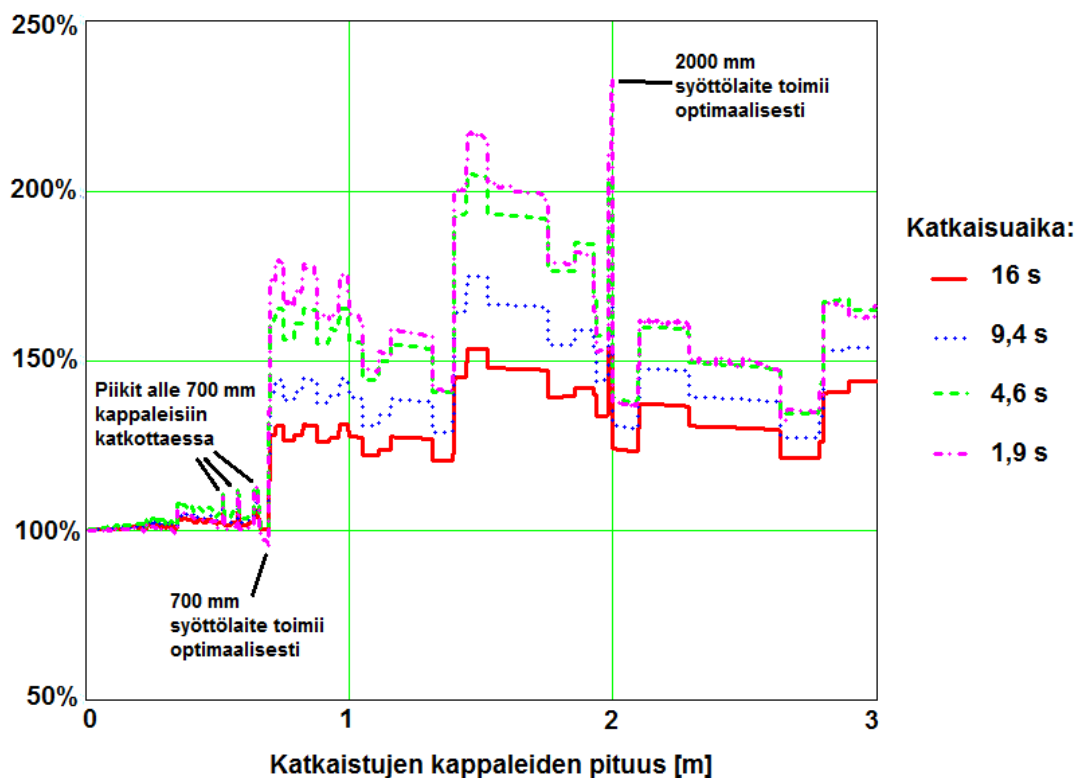
Kuvaajasta huomataan, että syöttölaitteen nopeuden merkitys kasvaa katkaistujen kappaleiden pituuden kasvaessa ja katkaisuaajan lyhentyessä. Tämän perusteella syöttölaitteen maksiminopeudesta voidaan tarvittaessa tinkiä, jos tarkoituksena on katkoa pääasiassa lyhyitä kappaleita.

Kuvassa 4.2 esiintyvät huiput ilmenevät, kun jätepalan pituus alittaa tietyn mitan, jolloin sille ei tehdä erikseen jätepalaa poistavaa syöttöliikettä. Huippujen leveys taas riippuu siitä kuinka monta kappaletta yhdestä aihioista katkaistaan. Pidempiä kappaleita

leita katkottaessa yhden kappaleen pituuden vaikutus jätetalan pituuteen on pienempi, joten silloin huiput ovat leveämpiä ja harvemmassa.

Katkaistujen kappaleiden pituuden ylittäessä syöttölaitteen pituuden, tehdään syöttölaitteella ylimääräinen otteenvaihto, jolloin nopeampi syöttölaite osoittautuu huomattavasti tehokkaammaksi sahan tuottokykyä ajatellen. Tämä ilmenee kuvaajassa näkyvänä piikkinä likimain kahden metrin kappaleen pituuden kohdalla.

Kuvassa 4.3 on tutkittu syöttölaitteen pituuden vaikutusta sahan tuottamien valmiiden kappaleiden määrään, vertaamalla 2000 mm pitkän syöttölaitteen omaavan sahan tuottoa suhteessa vastaavaan sahaan 700 mm pituisella syöttölaitteella.

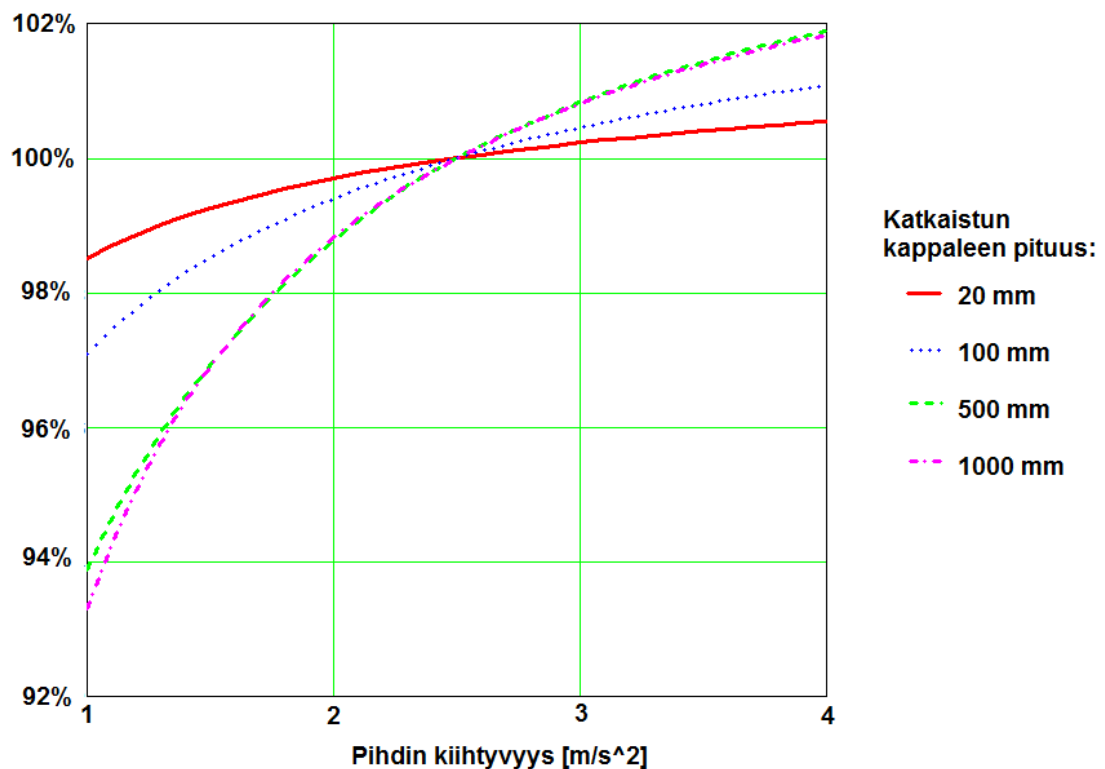


Kuva 4.3. 2000 mm pitkällä syöttölaitteella varustetun sahan tuotto sahattujen kappaleiden pituuden funktiona suhteessa sahaan, jossa 700 mm syöttölaite.

Kuvasta 4.3 nähdään, että merkittävä ero nopeuksissa ilmenee sahattujen kappaleiden pituuden ylittäessä syöttölaitteen pituuden. Korkeimmat piikit syöttölaitteiden välisessä vertailussa alle 700 mm pitkiä kappaleita katkottaessa osoittavat, että pidemmällä 2000 mm pitkällä syöttölaitteella varustetulla sahalla päästään tietyillä kappalepituuksilla noin 12 prosenttia suurempaan tuottavuuteen. Keskimäärin pidemmän syöttölaitteen tuoma etu sahan nopeuteen on kuitenkin huomattavasti pienempi. Pidemmän syöttölaitteen todelliset edut tulevat kuitenkin selvästi esille vasta lyhemmän syöttölaitteen iskuja pidempiin kappaleisiin katkottaessa. Alle 350 mm kappaleita katkottaessa pidemmällä syöttölaitteella päästään maksimissaan alle neljä prosenttia parempaan tuottavuuteen. Muutaman senttimetrin pituisiin kappaleisiin katkottaessa ei sahaa kannata turhaan varustaa pidemmällä ja kalliimmalla syöttölaitteella.

Kuvaajassa esiintyvät piikit 700 ja 2000 millimetrin kohdilla osoittavat sen, että syöttölaite toimii optimaalisesti, kun sillä katkotaan syöttölaitteen iskun pituutta vastaavia kappalepituuksia. Tämän ansiosta lyhyempi 700 mm pitkä syöttölaite on sen pituutta vastaavia kappaleita katkottaessa tehokkaampi pidempään syöttölaitteeseen verrattuna.

Kuvassa 4.4 on tutkittu syöttölaitteen kiihtyvyyden vaikutusta sahan tuotantonopeuteen. Teoreettisessa tarkastelussa käytetään 2000 mm pitkää syöttölaitetta katkaisua-ajan ollessa 4,6 s. Vertailutasoksi on otettu 2,5 m/s² kiihtyvä syöttölaite ja vertailussa katkaistaviksi kappalepituuksiksi 20 mm, 100 mm, 500 mm ja 1000 mm.



Kuva 4.4. Syöttölaitteen pihdin kiihtyvyyden vaikutus sahan tuotantokäyttöön verrattuna 2,5 m/s² kiihtyvään syöttölaitteeseen.

Kuvasta 4.4 huomataan, että syöttölaitteen kiihtyvyydellä on suurin merkitys sahan tuotantokäyttöön sahattaessa kappaleita, joiden pituus vastaa syöttölaitteen yhteenlaskettua kiihdytys- ja jarrutusmatkaa. Tällöin nopeuden muutokseen kuluvan ajan osuus sahausprosessin ajasta on suurin. Kiihdytys- ja jarrutusmatkaa pidempiin kappaleisiin katkottaessa syöttölaitteen kiihtyvyyden merkitys vähenee, koska yhä suurempi osa syöttöliikkeen ajasta kuljetaan tasaisella nopeudella. Lyhyitä, alle 20 mm pituisia kappaleita katkottaessa syöttöliikkeeseen kuluva ajan osuus sahausprosessissa on suhteellisen pieni, jolloin syöttölaitteen nopeudella ei ole suurta vaikutusta sahan tuotantokäyttöön.

Syöttölaitteen pituuden ja kiihtyvyyden kuvaajien perusteella käy selväksi, että lyhyiden kappaleiden katkomiseen soveltuu parhaiten lyhyt ja nopeasti kiihtyvä syöttölaite. Myös pidemmällä syöttölaitteella kiihtyvyyden on kuitenkin syytä olla tarpeeksi

suuri, ettei käyttävää moottoria mitoiteta liian pieneksi. Liian pienen moottorin valinnan vuoksi moottorin ja sen liikuttamien massojen inertiasuhde jää liian pieneksi, jolloin syöttölaitteen käyttäytyminen ei ole sulavaa.

Syöttölaitteen pituuden ja nopeuden kuvaajien perusteella taas voidaan sanoa, että varsinkin pitkien syöttölaitteiden maksiminopeudella on merkitystä. Tämä johtuu siitä, että pitkien syöttölaitteiden edut ilmenevät vasta katkottaessa pidempiin kappaleisiin. Tällöin myös aihiolle kohdistuvat syöttöliikkeet ovat pidempiä, jolloin syöttöliikkeen maksiminopeudella liikkuma osuus sahausajasta on isompi. Kuvaajien perusteella myös nähdään, että syöttölaitteen nopealla toiminnalla on huomattavasti enemmän merkitystä katkaisuaikojen ollessa lyhyitä.

5 SYÖTTÖLAITTEEN TUOTEKEHITYS

Automaattisten sahojen syöttölaitteet ovat yleensä samankaltaisen rakenteen omaavia niin sanottuja pihthisyöttölaitteita. Ne koostuvat johteiden varassa lineaarisesti liikkuvasta kelkasta ja siinä olevasta pihdistä, joka tarttuu syötettävään kappaleeseen ja pitää sen otteessaan syöttöliikkeen aikana. Plantoolin edellisissä sahojen syöttölaitteissa lineaariliike on toteutettu käyttämällä kuularuuvia ja pihdin toiminta on perustunut hydraulisten sylinterien tuottamaan puristusvoimaan.

Uutta syöttölaitetta kehittäessä pyritään kuitenkin unohtamaan kaikki mielikuvat ja oletukset valmiista tuotteesta, jolloin myös muunlainen innovatiivinen rakenne voitulla kyseeseen. Suunnittelussa käytetään Pahl & Beitzin systemaattista tuotekehitysmenetelmää. Menetelmän mukaan tuotekehitysprojekti alkaa tehtävän asettelulla ja luomalla vaatimuslista, johon kerätään tuotteelta toivotut ja vaaditut ominaisuudet [15, s. 47–52]. Tämän jälkeen siirrytään luonnosteluvaiheeseen, jossa tuotteen todellinen kehittäminen pääsee vauhtiin.

Luonnostelussa ensimmäinen vaihe on abstrahointi, jossa vaatimuslistasta poistetaan toiveet ja muutetaan määrälliset suureet laadullisiksi. Tällä tavoin saadaan selville tuotteen yksinkertainen idea. Abstrahoinnin jälkeen selvitetään tuotteen toimintorakenne ja sen osatoiminnot, jotka antavat selvennyksen miten energiat ja signaalit sekä materiaatit käyttäytyvät liikkeessaan tuotteen läpi ja mitkä ovat niiden lopulliset muodot. Kolmantena vaiheena on vaikutusperiaatteiden haku ja niiden yhdisteleminen, josta jatketaan sopivien ratkaisumuunnelmien valintaan käyttäen apuna pistearviointia. Viimeisinä vaiheina ovat tuotteen kehittely ja viimeistely, joissa tuotteen lopullinen muoto hahmottuu. [15, s. 71–483] Syöttölaitteen suunnittelussa tuotteen kehittely ja viimeistelyvaiheet jäävät osittain diplomityön ulkopuolelle työn rajauksesta johtuen.

5.1 Tehtävän asettelu ja vaatimuslista


Tehtävän asettelu on suunnitteluprosessin kriittisin vaihe, koska siinä määräytyy tehdäänkö jatkossa oikeita asioita. Sen tarkoituksena on muuntaa asiakkaan sekä koneenkäyttäjän tarpeet ja odotukset konkreettisiksi ja kaikille tuotekehitysprosessissa mukana oleville samalla tavalla ymmärrettäviksi arvoiksi. [16, Luku 1, s. 13] Nämä lähtöarvot ja tulosuureet kirjataan kvantitatiivisiksi ja kvalitatiivisiksi suureiksi vaatimuslistaan. Tämä auttaa suunnittelijaa hallitsemaan työn tavoitteita suunnitteluprosessin aikana. Vaatimuslista on asiakirja, jota pidetään jatkuvasti ajan tasalla suunnittelun edetessä, jolloin se toimii pohjana seuraaville työn askeleille. [15, s. 64–69]

Tuotekehityksen kohteena on sahattavan aihion sahalle siirtävä automaattinen syöttölaite. Vaatimuslistan (Taulukko 5.1) suureet ovat peräisin Plantool Oy:n tuote-

ryhmäpäälliköltä sekä muilta asianomaisilta, ja ne perustuvat edellisessä sahaversiona ilmenneisiin ongelmiin, asiakkaan toivomuksiin sekä markkinoiden vaatimuksiin.

Vaatimuslistan vaatimukset jaetaan niiden tärkeyden mukaan vaatimuksiin ja toiveisiin. Usein myös toiveet järjestetään tärkeysjärjestykseen numeroimalla ne ykkösestä kolmeen, ykkösen tarkoittaessa erittäin tärkeää, kakkosen keskinkertaisen tärkeää ja kolmosen vähemmän tärkeää. [15, s. 64–69] Tässä vaatimuslistassa sen ei kuitenkaan nähty tuovan mitään lisäarvoa.

Taulukko 5.1. Vaatimuslista.

		Vaatimuslista	30.11.2011	
		Syöttölaite	0	
			Sivu 1/1	
Muutokset (pvm)	Vaatus (V) / Toive (T)	Vaatimukset	Toiveiden tärkeys	Vastaava
	T	Liikenopeus 1 m/s		
	T	Kiihdytysaika 0,4 s		
	V	Siirtää aihion sahalle tarkasti ja nopeasti		
	V	Paikoitustarkkuus 0,1 mm (vaihtelee sahattavien kappaleiden pituuden mukaan)		
	T	Halpa rakenne		
	T	Kestävä ja robusti		
	V	Kykenee siirtämään 625 kg painoisen aihion		
	V	Syöttölaiteelta vaadittu syöttövoima suuruusluokkaa 4 kN		
	V	Mahdollisuus erilaisiin leukoihin eri profiileille		
	T	Suurin ahiokoko 130 mm		
	V	Suurin ahiokoko 120 mm		
	V	Pystyy suoristamaan vinosti syöttöön tulleen aihion		
	V	Kestää sahauksessa syntyvän pölyn ja lastut		
	V	Modulaarinen rakenne => voidaan tehdä optioita		
	V	Siirtää ahiota sivulle ennen syöttöliikettä, jolloin aihio ei kosketa kiinnittimen leukaan		
	T	Syöttölaitteen pituudet 700 mm ja 2000 mm		

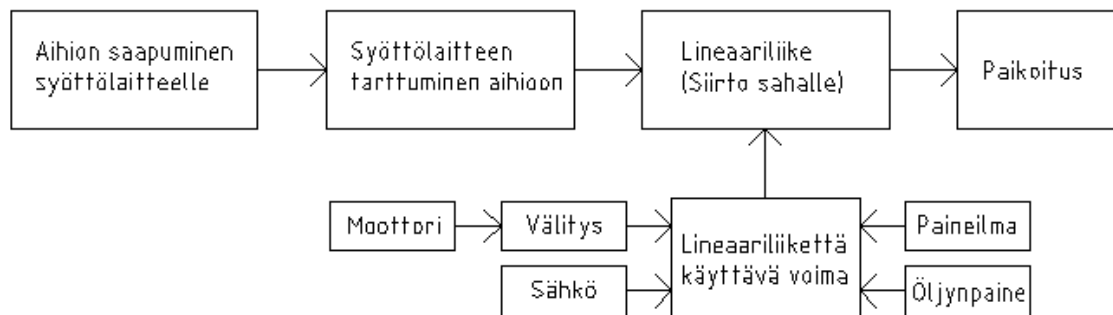
5.2 Abstrahointi, osatoimintoihin jako ja vaikutusperiaatteiden etsintä

Abstrahointi tarkoittaa tehtävän järjestelmällistä laajentamista ja yleistämistä tehtävän ydinolemuksen saattamiseksi mahdollisimman selvästi esille. Tähän päästäkseen on vaatimuslistan reunaehdoista analysoitava mahdollisimman yleispätevästi. [10, s. 71–80] Abstrahoinnissa suunniteltavien osien toiminta kiteytyy lauseeseen: ”Laite, joka siirtää suoristetun aihion sahalle tarkasti ja nopeasti”.

Tässä vaiheessa tuotekehitystä ilmenee kolme erilaista ratkaisua aihion kuljettamiseksi sahalle. Ensimmäinen vaihtoehto on yleisesti sahoissa käytetty lineaarijohteiden varassa liikkuva pihtisyöttölaite tyyppinen ratkaisu ja toinen on rullarataan perustuva syöttölaite, joka syöttää ahiota sahan läpi kunnes se pysähtyy vastapuolella olevaa pi-

däkettä vasten. Rullaradalla toteutettu syöttölaite ei kuitenkaan ole tarkoituksen mukainen sahan rakennetta ajatellen. Kolmannessa ratkaisussa aihion syöttö toteutettaisiin kahdella pyörivällä kitkatelalla, joista ylempää painetaan jousivoiman avulla telojen välissä olevaa syötettävää ahiota vasten [17, s. 124]. Kitkateloilla tapahtuva syöttölaite ei myöskään ole tarkoitukseen sopiva, koska se ei sovellu kaikille profiileille. Edellä mainituista ratkaisuvaihtoehdoista kahden osoittautuessa sahaan sopimattomiksi päädytään tutkimaan edellisessä sahaversiona käytetyn syöttölaitteen tyyppistä ratkaisua.

Yleisessä konstruktioitehtävässä toiminnoksi nimitetään yleistä vuorovaikutusta, joka on systeemin tulo- ja lähtösuureiden välissä. Toimintorakenteessa ilmenee toimilaitteilta vaadittavia ominaisuuksia, joita ei tähän mennessä ole vielä tullut esille. [15, s. 81–98] Syöttölaitetta varten laadittiin seuraava toimintorakenne (Kuva 5.1), jossa kokonaistoiminto on jaettu pienempiin osatoimintoihin.



Kuva 5.1. Toimintorakenne.

Osatoimintoihin jakamisen jälkeen osatoiminnoille aletaan hakea vaikutusperiaatteita, jotka näkyvät sijoitettuna taulukossa 5.2. Vaikutusperiaatteita haettaessa pyritään unohtamaan kaikki mielikuvat valmiista tuotteesta, jolloin mukaan saadaan myös erikoisempia ja mahdollisesti jopa käytännössä mahdottomia ratkaisuja. [15, s. 99–98] Vaikutusperiaatteiden toimivuuteen kiinnitetään kuitenkin huomiota vasta myöhemmin.

Taulukko 5.2. Morfologinen matriisi.

Osatoiminto	Vaikutusperiaatteet			
Aihion kiinnipito ja suoristus	 Hydraulinen pihti	 Pneumaattinen pihti	 Sähköinen pihti	 Magneetti
Lineaariliike	 Kuularuuvi	 Hammastanko	 Lineaarimoottori	 Kiilahihna
	 Pneumaattinen syöttö	 Tuettu kuularuuvi	 Karamoottori	
Moottori	 Sähköinen servomoottori	 Hydraulimoottori		
Moottorin ja lineaariliikkeen tuottavan komponentin välinen kytkentä	 Hihnavälitys	 Planeettavaihte	 Kierukkavaihte	 Suora välitys

Morfologisessa matriisissa (Taulukko 5.2) on esitettyä mahdollisia vaikutusperiaatteita kutakin osatoimintoa varten. Kaikki morfologisessa matriisissa esiintyvät toiminnot eivät suoranaisesti liity millään tavalla toisiinsa, joten vaikutusperiaatteiden valinta voidaan jakaa osiin. Tämä jako lisää rakenteen modulaarisuutta suunnittelun kannalta, jolloin myös suunnitteluprojekti voidaan jakaa eri suunnittelijoiden kesken. Tällöin suunnittelun vaiheita on mahdollista limittää rinnakkaissuunnittelun periaatteiden mukaan, jolloin tuotekehitysaikaa saadaan lyhennettyä [8, s. 45]. Tässä tapauksessa syöttölaitteen tuotekehityksessä ei kuitenkaan ole muita suunnittelijoita mukana, lukuun ottamatta ajoittain pidettäviä ideointihetkiä ja palavereja.

Kuten edellä vihjattiin, aihion suoristamiseen ja kiinnipitoon liittyvät vaikutusperiaatteet voidaan erottaa erilliseksi suunnitteluprojektiksi. Kiinnipitoon liittyvän rakenteen monimutkaisuuden johdosta sen erottaminen erilleen myös selkeyttää suunnitte-

lua. Jäljellejääneeseen osaan siis kuuluvat lineaariliikkeen tuottaminen ja siihen liittyvät vaikutusperiaatteet, joita ovat lineaariliikkeen tuottava komponentti ja sen mahdollinen käyttövoima sekä niiden välinen kytkentä.

5.3 Vaikutusperiaatteiden vertailu ja valinta

Syöttölaitteen tuotekehitykseen liittyvän morfologisen matriisin vaikutusperiaatteiden soveltuvuutta tutkitaan aluksi yksi kerrallaan. Tämä helpottaa myöhemmin systemaattisessa tuotekehitysmenetyksessä tehtävää pistearviointia, koska huonoimmat vaihtoehdot saadaan poistettua jo ennen ratkaisumuunnelmien hakua.

5.3.1 Lineaariliike

Lineaariliike tarkoittaa suoraviivaista liikettä ja sen muodostamiseen löytyy useita erilaisia tapoja. Lineaariliikettä tuottavat komponentit jaetaan lineaaritoimilaitteisiin ja lineaarivaihteisiin. Lineaaritoimilaitteet tuottavat liikkeen ilman, että niissä on mukana pyörivä liike, toisin kuin lineaarivaihteissa. Lineaaritoimilaitteita ovat hydraulikkasyylinterit, pneumatiikkasyylinterit, karamoottorit ja lineaarimoottorit tai lineaarimoottorien ja johteiden yhdistelmät. Näissä lineaarinen liikevoima tuotetaan suoraan paineen tai sähkövirran avulla. Lineaarivaihteita taas ovat hihnäkäytöt, ketjukäytöt, liukuruuvit, kuularuuvit, rullaruuvit ja hammastangot, joilla erillisen moottorin pyörivä liike saadaan muutettua lineaariseksi. [16, Luku 7, s. 55]

Lineaarimoottori

Lineaarimoottorin toimintaperiaate on hyvin samantapainen kuin sähkömoottoreissa, erona kuitenkin pyörivän liikkeen sijasta lineaarinen liike [18, s. 74–75]. Lineaarimoottorin etuja muihin lineaariliikkeen toteuttaviin komponentteihin on sen tarkkuus, hiljaisuus, suuret nopeudet ja kiihtyvyydet sekä varsinkin pienissä sovelluksissa suuret teho-
tiheydet [19]. Tyypillisesti lineaarimoottorin paikoitustarkkuus on luokkaa 0,01 μm –10 μm , liikevoima 10 N–10 kN, kiihtyvyys 4 g ja maksiminopeus 2,5 m/s. [18, s. 74–75]

Lineaarimoottoreilla saavutetaan myös hyvin pitkät liikeradat verrattuna muihin lineaarikomponentteihin. Tämänhetkisillä lineaarimoottoreilla päästään joidenkin kymmenien tuhansien newtonien työntövoimiin, jotka ovat jo riittäviä työkappaleen syöttöön liittyvän liikkeen tuottamiseksi. Suurena haittapuolena voidaan pitää lineaarimoottorien kallista hintaa, joka voi olla noin viisinkertainen perinteisempiin järjestelmiin verrattuna. [19] Suuremmasta hinnasta johtuen lineaarimoottoreita ei voidakaan pitää varteenotettavana vaihtoehtona saharjärjestelmien lineaarikäyttöiksi.

Karamoottori

Karamoottori on useimmiten sähkökäyttöinen laite, joka sisältää moottorin ja siihen liittyvän mekanismin, joka muuttaa pyörivän liikkeen lineaariseksi työntäväksi tai vetäväksi liikkeeksi. [16, Luku 7, s. 55] Se on yleensä kuularuuvista, vaihteesta ja mootto-

rista luotu valmis kokonaisuus, joten sen soveltuvuutta lineaarikäytöksi ei ole syytä tarkastella erikseen.

Hihna- ja ketjukäyttö

Hihnakäyttö koostuu hihnasta ja kahdesta hihnapyörästä, joista toista pyöritetään sähkömoottorilla. Sahoihin soveltuva hihnakäyttö perustuisi hammashihnakäyttöisen XY-tason liikutteluun. [16, Luku 7, s. 62] Ongelmia hihnakäytöllä aiheutuu hihnan dynaamisen jännityksen sekä lämpötilojen vaihtelusta. Nämä aiheuttavat muutoksia hihnan pituuteen ja vaikeuttavat paikkasäätöä. Lisäksi tilannetta vaikeuttaa vaakasuoraa hihnaa käytettäessä hihnan omasta painosta aiheutuva roikkuminen ja epälineaariset kitkavoimat. [17, s. 122–123; 20] Hihnakäytöllä luodut lineaariset voimat rajoittuvat yleensä noin 1000 newtoniin, eikä niillä tavallisesti päästä vaadittuun 0,1 mm paikoitustarkkuuteen [21]. Hihnakäytön eduiksi luetaan kuitenkin korkea käyttönopeus, korkea hyötysuhde, laaja työskentelyalue ja halpa hinta [20].

Ketjukäytön toimintaperiaate on hyvin samanlainen kuin hammashihnakäytöllä. Sen etuina hihnakäyttöön nähden ovat ketjun liukumattomuus ja suurempi tehonsiirto-kyky, mutta ongelmana ketjujen suurempi massa ja täten suurempi hitausmomentti. [22, s. 711] Ketjuilla tehtävää paikoitusta hihnoihin verrattuna huonontaa ketjupyörien monikulmiovaikutus, jonka takia käyttävän hammaspyörän halkaisija vaihtelee sen asennon mukaan ja aiheuttaa epätasaisen käynnin sekä lisää kulumista [23, s. 394–415]. Edellä mainittujen syiden vuoksi ketju- ja hihnakäyttöjä ei voida pitää sopivana saahan liittyvän työkappaleen syöttölaitteen käytöksi.

Pneumaattinen toimilaitte

Perinteisellä männänvarrellisella hydraulisylinterillä tapahtuvan syöttöliikkeen pituutta rajoittaa käytettävän sylinterin iskunpituus, koska käytännössä sylinterin pituuden pitää olla kaksinkertainen sen tuottamaan iskuun nähden. [24, s. 92] Männänvarrettomalla sylinterillä voidaan kuitenkin saavuttaa jopa yli kymmenen metrin iskunpituuksia. Mäntää liikuttava voima välitetään sylinteriltä sen kyljessä liikkuvaan kelkkaan, joko nauhan, magneetin tai hihnan avulla. [24, s. 92]

Sylinterien huonona puolena on kuitenkin, niiden haastava paikoittaminen. Yleensä ilman jouston vuoksi pneumaattisella sylinterillä on vain kaksi tarkkaa asemaa, jotka ovat molemmat päädyt [24, s. 89]. Tällöin paikkasäätö täytyisi toteuttaa mekaanisesti liikettä rajoittamalla. Kaupallisia tarkkaan paikoitukseen kykeneviä järjestelmiä on kuitenkin jonkin verran saatavilla. Niiden liikepituudet ovat tyypillisesti alle 1500 mm luokkaa, liikenopeudet 1–3,5 m/s ja paikoitustarkkuus 0,01–0,5 mm. [16, Luku 5, s. 37–48] Pneumatiikassa käytettävä tarkka paikkasäätö on kuitenkin monimutkaista ja lisää järjestelmän haavoittuvaisuutta. [16, Luku 5, s. 3]

Yleisesti heikon paikoitustarkkuuden ja sopivien paikoitusjärjestelmien huonon saatavuuden johdosta lineaariliikkeen luomista syöttölaitteelle pneumatiikan avulla ei tutkita tämän enempää. Pneumatiikan käyttöä rajoittaa myös paineilman aiheuttamat rajoitukset pneumaattisten toimilaitteiden tuottamiin voimiin. Lisäksi suunnittelussa on

järkevää pysyä Plantool Oy:lle tutummalla osaamisalueella, johon tarkka pneumaattinen säätö ei kuulu.

Liukuruuvi

Liukuruuvivaihteen toiminta perustuu pyörivään ruuviin ja pyörimättömään mutteriin, jolloin ruuvin pyöriessä mutteri liikkuu liikuttaen siihen kiinnitettyä kelkkaa. Liukuruuvilla saadaan aikaiseksi suuria voimia ja huolellisesti valmistettuna se on erittäin tarkka. Liukuruuvin liike kuularuuviin verrattuna on epätasaisempi ja nykivämpi ja sen ongelmana on tarkkuuden heikentyminen ruuvin kuluessa. [16, Luku 7, s. 55] Kuularuuvia huonomman hyötösuhteen ja heikomman kestoian johdosta liukuruuvin sopivuutta syöttölaitteeseen ei tutkita enempää.

Kuularuuvi

Kuularuuvin toimintaperiaate on vastaava kuin liukuruuvilla, mutta kierteiden suoran kosketuksen sijaan kuularuuvin mutteri on täytetty kuulilla. Tämän johdosta kuularuuvissa aiheutuvat kitkat ovat pienempiä ja kestoikä parempi. [16, Luku 7, s. 55–59] Tarkkaa paikkasäätöä varten kuularuuvit saadaan välyksettömiksi käyttämällä kahta toisiaan vastakkain jännitettyä mutteria. [17, s. 123]

Edellisten sahasukupolvien syöttölaitteen lineaariliikkeen toteuttamisessa on käytetty kuularuuvia, joten sen soveltuvuutta uuteen sahasversion on syytä tutkia tarkemmin. Kuularuuvin käyttöä rajoittavat kuitenkin suurilla nopeuksilla ilmenevä kieppuminen, isoista voimista aiheutuva nurjahdus sekä pitkän ruuvin taipuminen oman painonsa johdosta. Näistä merkittävämmäksi ilmenee kieppuminen, joka johtuu syöttölaitteen vaatimasta kuularuuvin korkeasta pyörimisnopeudesta. Tästä syystä kieppumista tutkitaan jo alustavassa suunnitteluvaiheessa.

Kuularuuvin pyörimisnopeus maksimiliikenopeudella lasketaan kaavalla

$$n_{kuularuuvi} = \frac{v}{p} \quad (16)$$

jossa v on syöttölaitteen maksimiliikenopeus ja p on kuularuuvin nousu. Kuularuuvin maksimipyörimisnopeutta rajoittaa tietyllä pyörimisnopeudella tapahtuva resonanssi-ilmiö, joka saa sen värähtelemään radiaalisesti. Alustavassa mitoituksessa kriittinen pyörimisnopeus lasketaan käyttämällä akselin kriittisen pyörimisnopeuden kaavaa

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_k}} \quad (17)$$

missä m_k on akselin massa ja k on akselin jousivakio joka saadaan kaavalla

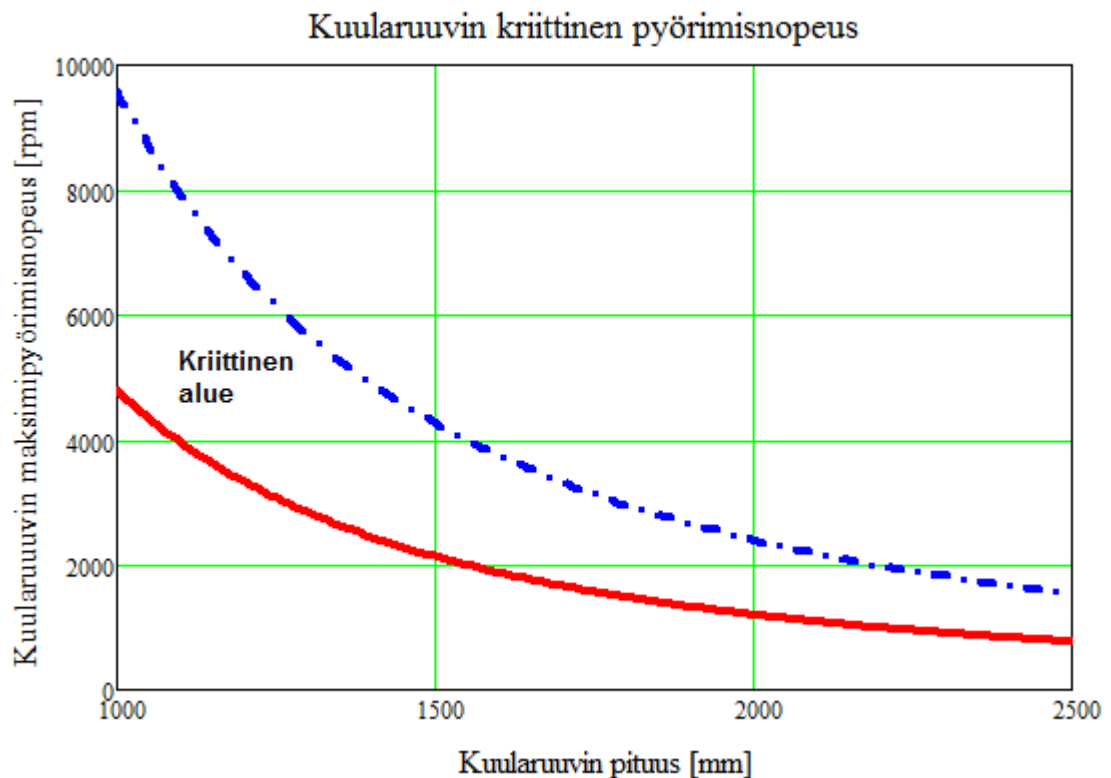
$$k = \frac{48EI}{l_k^3} \quad (18)$$

jossa E on teräksen kimmokerroin 210 GPa, l_k on akselin pituus ja I on neliömomentti, joka saadaan kaavalla

$$I = \frac{\pi d_k^4}{64} \quad (19)$$

jossa d_k on akselin halkaisija. [25, s. 329–332]

Käytännössä kulmanopeuden ω_n täytyy olla selvästi pienempi tai suurempi kuin ominaiskulmanopeus. Laskennassa käytetään ehtoja $\omega \leq 0,7\omega_n$ tai $\omega \geq 1,4\omega_n$. [25] Kuularuuvia käytettäessä pyritään pysymään kriittisen pyörimisnopeus-alueen alapuolella, jolloin ei ylitetä akselille vaarallista nopeusaluetta missä kieppumista ilmenee. Kuvassa 5.2 on esitetty edellä kaavan 17 perusteella saatu kriittisen pyörimisnopeuden alue 32 mm halkaisijaltaan olevalle akselille sen pituuden suhteen käyttämällä edellä mainittuja ehtoja.



Kuva 5.2. Kuularuuvien maksimipyörimisnopeus kuularuuvien pituuden funktiona.

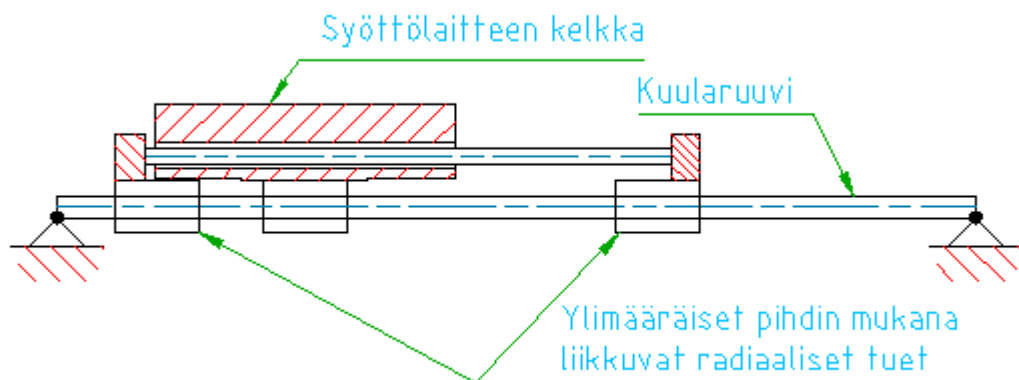
Kuvasta 5.2 huomataan, että kuularuuvien sallittu maksimipyörimisnopeus laskee rajusti kuularuuvien pituuden kasvaessa. Tämä täytyy ottaa huomioon sopivia lineaari-käyttöjä valittaessa. Kaavan 16 mukaan laskettu kuularuuvien pyörimisnopeus nopeudella 1 m/s ja 20 mm nousulla on 3000 rpm ja 40 mm nousulla 1500 rpm. Kuvan 5.2 perusteella 3000 kierrosta minuutissa pyörivällä molemmista päistään tuetulla kuularuuvilla maksimipituus on noin 1250 mm. Tämä rajoitus johtaa siihen, että 20 mm nousulla

varustettua kuularuuvia ei ole mahdollista käyttää pidemmässä syöttölaitteessa ilman ylimääräisiä radiaalisia tukia.

Suuremman 40 mm nousun omaavan 1500 kierrosta minuutissa pyörivän kuularuuvin tukematonta maksimipituus on noin 1800 mm, joka myöskään ei aivan riitä pidemmän syöttölaitteen tarpeisiin. Lisäksi on huomioitava, että koko kuularuuvin tukematonta pituutta ei voida käyttää hyväksi lineaariliikkeessä. Tämän johdosta 2000 mm pitkällä iskulla varustetun kuularuuvikäyttöisen syöttölaitteen maksiminopeutta täytyy laskea pienemmäksi tai käyttää radiaalisesti tuettua kuularuuvia, mikä ei kuitenkaan ole haluttavaa.

Edellä suoritettu laskenta on suuntaa-antavaa, joten pidemmälle edenneessä suunnittelussa käytetään kuularuuvivalmistajien ilmoittamia kaavoja tarkempaan kuularuuvien mitoittamiseen. Kuva 5.2 antaa kuitenkin riittävästi tietoa suunnittelun alkuvaiheessa tapahtuvien valintojen tekemiseen.

Kuten edellä mainittiin, kuularuuvin tukematonta pituutta on mahdollista lyhentää käyttämällä kelkan mukana liikkuvia ylimääräisiä radiaalisia tukia, jolloin pyörimisnopeutta voidaan kasvattaa. Alla kuvassa 5.3 on periaatekuva mahdollisesta tukiratkaisusta.



Kuva 5.3. Kuularuuvikäyttöinen syöttölaite ylimääräisillä kuularuuvin tuilla.

Rullaruuvi

Rullaruuvissa on kuularuuvin kuulien sijasta useita laakeroituja kierteellisiä rullia, joiden samanaikaisesta kosketuksesta johtuen sen kantokyky on suuri. [16, Luku 7, s. 59–61] Hyötysuhteen kannalta rullaruuvi on liukuruuvin ja kuularuuvin välissä [22, s. 330]. Rakenteen eduksi lasketaan myös sen mahdollistamat suuret liikenopeudet ja jäykkyys. Rullaruuvi on kuularuuviin ja liukuruuviin verrattuna kallis, joten se ei ole syöttölaitteen kannalta kilpailukykyinen kuularuuviin nähden. [26]

Hammastanko

Hammastangon toiminta perustuu paikoillaan pysyvään hammastettuun tankoon ja siihen kytkettyyn käyttävään hammaspyörään, joka pyöriessään liikkuu lineaarisesti tan-

koa pitkin. Tarjouskyselyjen perusteella hammastangoilla saavutetaan syöttölaitteen vaatimat kiihtyvyydet, nopeudet sekä voimat myös kustannuksien pysyessä maltillisina. Näiden lisäksi myös paikoitustarkkuudet hammastankokäytöillä ovat riittäviä syöttölaitteelle.

Tarkemmissa hammastankokäytöissä käytetään välyksen poistoa. Välyksen poisto voidaan toteuttaa käyttämällä halkaistua hammaspyörää, jonka puoliskoja esijännitetään jousen avulla tangon hammastusta vasten. Toinen tapa välyksen poistoon on käyttää rakennetta, jossa hammaspyörää painetaan jousen avulla hammastankoa vasten. Yksittäisen hammastangon pituuden kasvaessa sen hammasjaon tarkkuus heikkenee jolloin myös hammastankokäytön tarkkuus kärsii. Valmistajat pystyvät kuitenkin kompensoimaan tätä virhettä yhdistämällä vastakkaisten hammasjaon virheiden omaavia tankoja peräkkäin. [17, s. 124–126]

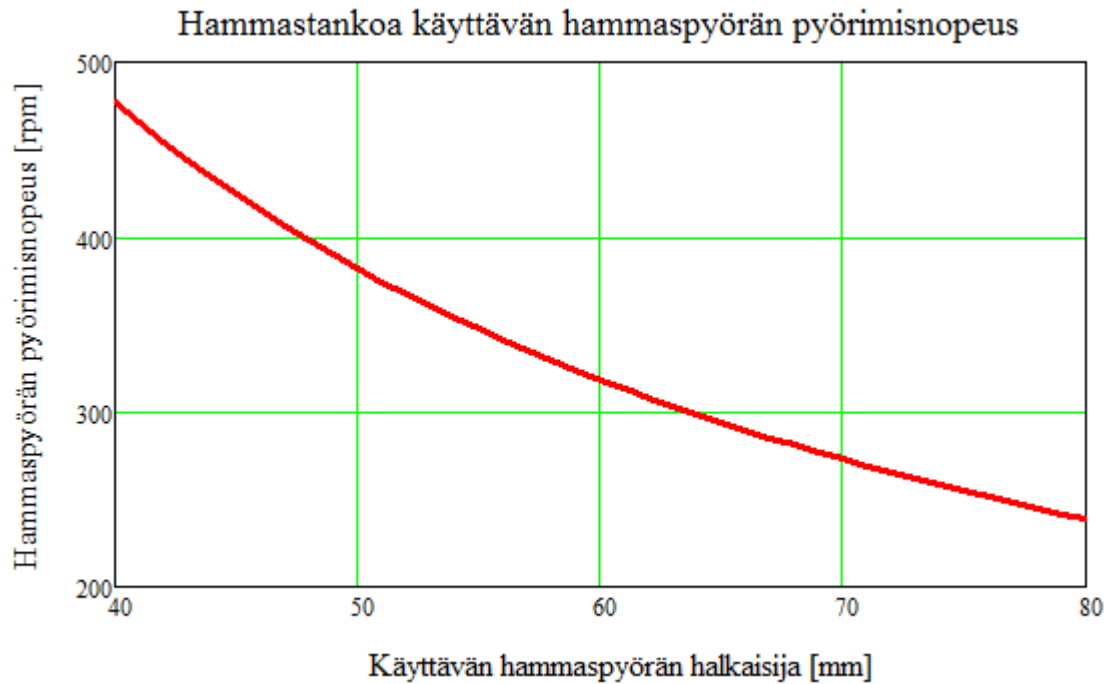
Edellä mainittujen tietojen pohjalta päädytään tutkimaan hammastangon sopivuutta pihtisyöttölaitteelle tarkemmin. Hammastangon käytön alustavaa suunnittelua varten selvitetään sitä käyttävän hammaspyörän pyörimisnopeus vaaditulla liikenopeudella.

Hammastankoa käyttävän hammaspyörän pyörimisnopeus lasketaan kaavalla

$$n_{hp} = \frac{v}{d_{hp}\pi} \quad (20)$$

jossa v on syöttölaitteen maksimiliikenopeus ja d_{hp} on hammastankoa käyttävän hammaspyörän halkaisija.

Tässä vaiheessa suunnittelua ei viedä voida varmasti sanoa minkä kokoista hammastankoa käyttävää hammaspyörää tullaan käyttämään, joten kuvassa 5.4 on esitetty käyttävän hammaspyörän pyörimisnopeus sen halkaisijan funktiona. Halkaisijan vaihteluväliksi on valittu hammastankovalmistajien luetteloissa yleisesti esiintyneet hammaspyöräkoot.



Kuva 5.4. Hammastankoa käyttävän hammaspyörän pyörimisnopeus hammaspyörän halkaisijan funktiona.

Kuvasta 5.4 huomataan, että pyörimisnopeudet ovat alle 500 kierrosta minuutissa, mistä seuraa se, että hammastankokäyttöillä vaihde moottorin ja käyttävän hammaspyörän välillä on pakollinen valinta.

5.3.2 Välitys

Hihna- ja ketjuvälitys

Hammashihnat ja ketjut ovat toiminnaltaan hyvin lähellä toisiaan. Ketjuilla pystytään siirtämään suurempia tehoja, mutta hammashihnoja käytetään usein koska ne vaativat ketjuja vähemmän huoltoa ja ovat käynniltään hiljaisempia. Hihnarakenne on myös kevyempi, joten niillä voidaan käyttää ketjuja suurempia nopeuksia. [23, s. 414] Lisäksi ketjuvaihteet johtavat epätasaiseen pyörimisnopeuteen niissä ilmenevän monikulmiovaikutuksen johdosta [23, s. 394–415]. Ketjuvaihte sopiikin lähinnä vaatimattomimpiin automaatiokohteisiin kuten kuljettimiin [16, Luku 7, s. 44].

Hammashihnaa suositaan automaatiolaitteissa niiden edullisuuden, hyvien dynaamisten ominaisuuksien ja yksinkertaisuuden vuoksi. Saavutettava välistyssuhde on suurimmillaan noin viisi, mutta Plantoolin käytännön mukaan hihnavälitysten välityssuhteet rajoitetaan noin kahden pintaan. [16, Luku 7, s. 44] Tällöin vältetään käytettävien hihnapyörien koon kasvaminen liian suureksi.

Hihnavälitys on sopiva ratkaisu kuularuuvia käytettäessä. Sen avulla saadaan pienennettyä moottorilta vaadittavaa momenttia ja lisäksi se mahdollistaa kuularuuvia käyttävän moottorin sijoittamisen kuularuuvien rinnalle, josta saattaa olla etua rakenteen suunnittelun kannalta. Hammastangon tapauksessa vaihteen toteuttaminen hihnakäytöllä

ei tule kyseeseen johtuen hinnakäytön alhaisesta välityssuhteesta ja sen sopimattomuudesta rakenteellisesti syöttölaitteeseen.

Vaihde

Usein servojärjestelmissä käytetään erityisiä mekatroniikkavaihteita, joiden tarkkuus ja dynaamiset ominaisuudet ovat erittäin hyviä. Yleisimpiä mekatroniikkavaihteita ovat joustokehävaihde, syklovaihde ja kiertovektorivaihde. [16, s. 27] Syöttölaitteen servoikäytön vaatimukset eivät kuitenkaan ole niin korkeat, joten tarkoitukseen paremmin sopivat vaihteet ovat yleensä tyypiltään planeettavaihteita tai kierukkavaihteita.

Planeettavaihde koostuu yksinkertaisimmillaan kolmesta osakokonaisuudesta, joita ovat keskellä oleva aurinkopyörä, reunalla sijaitseva sisähammastettu kehäpyörä ja näiden välisen kytkennän muodostavat planeettapyörät [27, s. 657]. Valitsemalla yksi osakokonaisuus voiman sisääntuloksi, toinen ulostuloksi ja lukitsemalla kolmas paikoilleen saadaan muodostettua välityssuhde [27, s. 657]. Yhdestä planeettavaihteesta voidaan saada siis yhteensä seitsemän erilaista välityssuhdetta, joista yksi on suora välitys.

Kierukkavaihde taas koostuu ruuvin tapaisen kierukan ja sen käyttämän hammaspyörän kytkennästä. Tämän rakenteen avulla on mahdollista tuottaa suuria hidastavia välityssuhteita normaaliin hammaspyöräpariin verrattuna. Mielenkiintoinen kierukkavaihteeseen liittyvä ominaisuus on, että hammaspyörä ei kykene pyörittämään kierukkaa. Tällöin vaihde tavallaan lukitsee käyttämänsä laitteen paikoilleen. [28] Planeetta- ja kierukkavaihde sopivat molemmat lineaarikäytön voiman välittämiseen, joten lopullinen valinta tehdään myöhemmässä vaiheessa tarjouskyselyjen perusteella.

Suora välitys

Suora välitys on varteenotettava valinta ainoastaan 20 mm nousulla olevaa kuularuuvikäyttöä suunniteltaessa, koska muulloin käyttävän moottorin pyörimisnopeudet jäävät liian alhaisiksi. Lineaarikäyttöön kohdistuvia kuormituspiikkejä pehmentääkseen välitys voidaan toteuttaa joustavan kytkimen läpi.

5.3.3 Moottori

Sähköinen servomoottori tai askelmoottori

Automaatiolaitteissa käytetään tavallisesti servomoottoreita ja askelmoottoreita. Servomoottoreita käytettäessä asema- ja nopeustieto saadaan sen moottorin akselille asetetusta anturista tai ulkoisesta toimilaitteeseen asetetusta anturista. Servomoottoreita löytyy tasasähkö- ja vaihtosähkömoottoreina. Tasasähkömoottorien pyörimisnopeus riippuu moottorin kuormituksesta ja sitä säädetään ankkurijännitettä muuttamalla. Vaihtosähkömoottorin ohjaukseen tarvitaan taajuusmuuttaja, jolla moottorille syötettävää sinimuotoista vaihtojännitettä muuttamalla säädetään moottorin pyörimisnopeutta ja momenttia. [16, Luku 5, s. 1–36]

Tarkkaan säätöön ja pienille momenteille voidaan käyttää myös tasavirralla toimivaa askelmoottoria, jolla paikkasäätö on mahdollista toteuttaa myös ilman takaisin-

kytkentää [16, Luku 5, s. 1–36]. Askelmoottorin toiminta perustuu yleensä kestopag-
netoituun roottoriin ja useisiin ulkokehällä oleviin staattorikämeihin. Eri vaiheessa
keskellä olevaan roottoriin nähden olevia staattorikämejä vuorotellen päälle kytkemällä
moottori saadaan pyörimään askel kerrallaan. [18, s. 73–74] Yleensä askelmoottori on
servomoottoria halvempi vaihtoehto [29, s. 424]. Syöttölaitteeseen sopivampi vaihtoeht-
to on servomoottori, koska se sopii paremmin suuriin nopeuksiin ja suurempien voimien
tuottamiseen.








Hydraulimoottori

Hydraulinen tai pneumaattinen moottori ei sovellu syöttölaitteen käyttövoimaksi säh-
kömoottoria hankalamman paikkasäädön johdosta. Hydraulimoottori vaatii myös yleen-
sä sähkömoottoria enemmän huoltoa. Jos lineaariliikkeen luomiseen päätetään käyttää
hydrauliikkaa, järkevin tapa on käyttää suoraan hydraulisia toimilaitteita lineaarisen
liikkeen tekemiseen.

5.4 Ratkaisumuunnelmien haku

Taulukossa 5.3 on morfologinen matriisi, josta on karsittu edellä toimimattomiksi tode-
tut ja lineaariliikkeen toteuttamiseen liittymättömät vaikutusperiaatteet. Matriisista on
myös poistettu aihion kiinnipitoon liittyvän rakenteen suunnittelu, koska se päätettiin
suorittaa erillään lineaariliikkeen suunnittelusta.

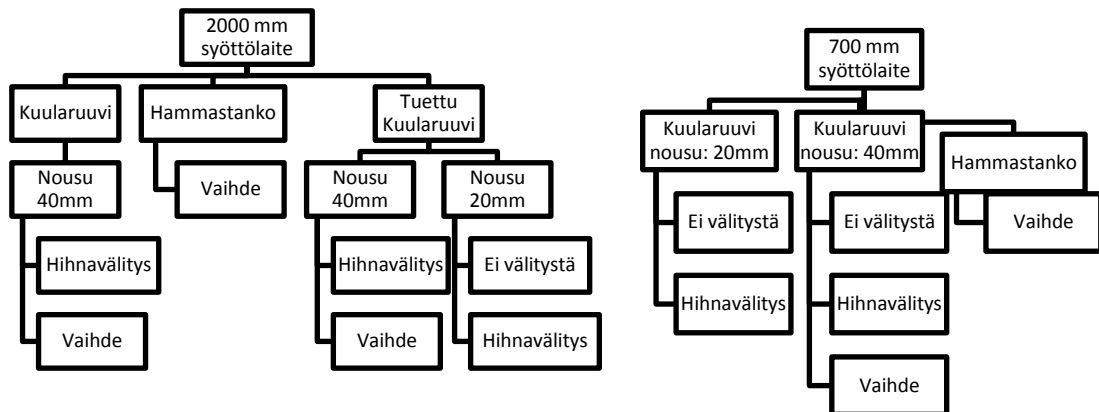
Taulukko 5.3. Jäljellejääneet vaikutusperiaatteet.

Lineaariliike	 Kuularuuvi	 Hammastanko	 Tuettu kuularuuvi	
Välitys	 Hihnavälitys	 Planeettavaihte	 Kierukkavaihte	 Suora välitys

Jäljellejääneitä taulukon 5.3 morfologisen matriisin vaikutusperiaatteita yhdis-
telmällä luodaan mahdollisia ratkaisumuunnelmia, joista valitaan sopivimmat pistearvi-
ointia käyttäen [15, s. 140–157] Pistearviointi tehdään kahdelle eripituiselle syöttölait-
teelle, joiden iskunpituuksiksi päätettiin 2000 mm ja 700 mm.

Ratkaisumuunnelmien hakua helpotetaan luomalla puu, jossa ylempänä tehdyt
valinnat vaikuttavat puun alaosien mahdollisuuksiin. Puun ylimpänä ovat mahdolliset
lineaariliikettä tuottavat komponentit, joiden alla erilaiset mallit näistä ja lopuksi niihin
soveltuva välitys. Lopullinen valinta planeettavaihteen ja kierukkavaihteen välillä teh-

dään myöhemmin tarjouskyselyistä saatujen tietojen perusteella, joten ne jätetään pois pistearvioinnista.



Kuva 5.5. Ratkaisuyhdistelmäpuut.

Ratkaisuyhdistelmäpuista löydetty ratkaisumuunnelmat nimetään kirjaimilla A, B, C, D, jne. ja sijoitetaan taulukoihin 5.4 ja 5.5. Taulukoihin merkitään lisäksi alustavan laskennan perusteella saadut sopivat välityssuhteet, jotka antavat hyödyllistä lisätietoa vaihtoehtojen vertailuun.

Taulukko 5.4. Ratkaisumuunnelmat 2000 mm pituiselle syöttölaitteelle.

Ratkaisumuunnelma	Lineaariliike	Välitys	Välityssuhde
Vaihtoehto A	Kuularuuvi (nousu 40mm)	Hihnavälitys	2
Vaihtoehto B	Tuettu kuularuuvi (nousu 40mm)	Hihnavälitys	2
Vaihtoehto C	Tuettu kuularuuvi (nousu 20mm)	Hihnavälitys	2
Vaihtoehto D	Kuularuuvi (nousu 40mm)	Vaihde	3
Vaihtoehto E	Tuettu kuularuuvi (nousu 40mm)	Vaihde	3
Vaihtoehto F	Tuettu kuularuuvi (nousu 20mm)	Ei välitystä	1
Vaihtoehto G	Hammastanko $m=2\text{mm}, z=32$ $d=64\text{mm}$	Vaihde	10

Taulukko 5.5. Ratkaisumuunnelmat 700 mm pituiselle syöttölaitteelle.

Ratkaisumuunnelma	Lineaariliike	Välitys	Välityssuhde
Vaihtoehto A	Kuularuuvi (nousu 20mm)	Ei välitystä	1
Vaihtoehto B	Kuularuuvi (nousu 20mm)	Hihnavälitys	2
Vaihtoehto C	Kuularuuvi (nousu 40mm)	Ei välitystä	1
Vaihtoehto D	Kuularuuvi (nousu 40mm)	Hihnavälitys	2
Vaihtoehto E	Kuularuuvi (nousu 40mm)	Vaihde	3
Vaihtoehto F	Hammastanko $m=2\text{mm}, z=32$ $d=64\text{mm}$	Vaihde	10

Jotta pistearviointi voidaan suorittaa, tulee arviointikriteerien ominaisuudet arvottaa pisteytystä varten (Taulukko 5.6) [15, s. 140–157]. Pistearvioinnin ratkaisukriteereiksi valitaan nopeus, käytön momentin tarve ja rakenne. Rakenteen arviointi olisi mahdollista jakaa vielä kustannuksiin, kestävyYTEEN, tarkkuuteen ja huollon tarpeeseen. Näin ei kuitenkaan tässä suunnittelun vaiheessa vielä voida tehdä, koska kaikkien edellä

mainittujen seikkojen arviointi vaatii jo tarkkoja valintoja komponenttien osalta. Yksittäisten komponenttien väliset erot ovat suuria varsinkin kun valittavana on monen eri hintaluokan malleja. Edellä mainituista syistä johtuen rakenteen arvioinnissa päädytään luottamaan kokeneempien suunnittelijoiden tuntumaan.

Pisteskaalaksi valitaan hyötyanalyysin periaatteiden mukaan laaja nollasta kymmeneen -asteikko. Siten jokainen arviointikriteeri tulee nyt ominaisuureiden arvojen perusteella jakaa kymmeneen eri osaan. [15, s. 145] Käytännössä tämä osoittautuu hankalaksi, joten kriteereissä tyydytään yhdistelemään eri arvosanoja yhden ominaisuuden alle. Pisteiden ääriarvoja 0–4 tai 10 on suositeltavaa käyttää vain silloin kuin ominaisuudet ovat todella äärimmäisiä [15, s. 145].

Taulukko 5.6. *Arviointikriteerien jakaminen pisteytettäviin osiin.*

Pistemäärä	Nopeus	Käytön momentin tarve	Rakenne
0	0,6 tai huonompi	yli 21	Sisältää paljon kalliita komponentteja ja on monimutkainen
1		16–21	
2			
3	0,7	13–15	
4	0,8	12	Halpa ja yksinkertainen
5		11	
6		10	
7	0,9	8–10	
8	1	alle 8	
9	0,9		
10	yli 1		

Ratkaisumallien kokonaisarvoa määritettäessä vaikutusperiaatteiden saamat pisteet kerrotaan kunkin kriteerin painotuskertoimella ja lasketaan yhteen. [15, s. 142–150]. Pistearvioinnissa päädytään painottamaan eniten rakennetta, koska se sisältää useita laitteen toimintaan ja valmistuskustannuksiin liittyviä seikkoja. Nopeudelle annetaan pienin painokerroin kappaleessa 4.1 saatujen prosessiaikojen simuloinnin tulosten perusteella. Momentin tarve taas on huomattava tekijä moottorin kustannuksia ajatellen, joten sitä painotetaan hieman suuremmalla kertoimella.

Taulukko 5.7. Pistearviointi ratkaisumuunnelmien välillä 2000 mm syöttölaitteelle.

Ominaisuuden painoitus		0,2		Käytön momentin tarve	0,3		Rakenne	0,5		Yhteensä
Nopeus	Arvo	Painotettu arvo	Arvo		Painotettu arvo	Arvo		Painotettu arvo		
Vaihtoehto A	0,8 m/s	5	1	17,1	3	0,9		8	4	5,9
Vaihtoehto B	1 m/s	9	1,8	17,1	3	0,9		5	2,5	5,2
Vaihtoehto C	1 m/s	9	1,8	17,8	3	0,9		5	2,5	5,2
Vaihtoehto D	0,8 m/s	5	1	9,7	8	2,4		5	2,5	5,9
Vaihtoehto E	1 m/s	9	1,8	9,7	8	2,4		3	1,5	5,7
Vaihtoehto F	1 m/s	9	1,8	12,1	5	1,5		5	2,5	5,8
Vaihtoehto G	1 m/s	9	1,8	11,6	8	2,4		9	4,5	8,7

Taulukko 5.8. Pistearviointi ratkaisumuunnelmien välillä 700 mm syöttölaitteelle.

Ominaisuuden painoitus		0,2		Käytön momentin tarve	0,3		Rakenne	0,5		Yhteensä
Nopeus	Arvo	Painotettu arvo	Arvo		Painotettu arvo	Arvo		Painotettu arvo		
Vaihtoehto A	1 m/s	9	1,8	11,4	5	1,5		9	4,5	7,8
Vaihtoehto B	1 m/s	9	1,8	17,3	3	0,9		7	3,5	6,2
Vaihtoehto C	1 m/s	9	1,8	20,5	1	0,3		9	4,5	6,6
Vaihtoehto D	1 m/s	9	1,8	16,9	3	0,9		6	3	5,7
Vaihtoehto E	1 m/s	9	1,8	9,2	9	2,7		5	2,5	7
Vaihtoehto F	1 m/s	9	1,8	11,6	6	1,8		8	4	7,6

Koska pistearviointi on tässä suunnittelun alkuvaiheessa enemmänkin vain suuntaava menetelmä, valitaan sen vuoksi tarkempaan tarkasteluun useampi vaihtoehto. Pistearvioinnin perusteella parhaimmiksi vaihtoehtoisiksi 2000 mm syöttölaitteelle paljastuivat vaihtoehdot A, D ja G. Näitä ovat kuularuuvit 40 mm nousulla varustettuna vaihteella tai hihnavälityksellä sekä eniten pisteitä saanut pitkille lineaariliikkeille sopiva hammastanko. Lyhemmän 700 mm syöttölaitteen tapauksessa eniten pisteitä keräsivät vaihtoehdot A, E ja F. Näistä parhaimmaksi osoittautui 20 mm nousuisen kuularuuvin käyttö ilman välitystä. Toiseksi eniten pisteitä sai 2000 mm syöttölaitteelle parhaiten sopiva hammastankokäyttö ja kolmanneksi kuularuuvi 40 mm nousulla.

Pistearvioinnin tuloksien pohjalta päästään tekemään tarkempaa suunnittelua, jossa käsitellään syöttölaitteen suunnittelua enemmän myös kokonaiskuvan kannalta. Sahan rakenteen ja suunnittelun kannalta saattaakin olla helpointa, että eripituisissa syöttölaitteissa käytetään vastaavia rakenteita.

5.5 Lineaariliikkeen komponenttien mitoitus

Pihtisyöttölaitteen lineaarikäytön mitoituksessa suurimmat vaikuttavat voimat tulevat siirrettävän kuorman massasta ja siitä aiheutuvista hitaus- ja kitkavoimista. Moottorin momentin tarvetta lisäävät myös käyttöön kuuluvista pyörivistä massoista aiheutuvat hitausmomentit. Rakenteesta riippuen näitä ovat: moottorin hitausmomentti, vaihteen hitausmomentti, hihnavälityksen hihnapyörien hitausmomentit, kuularuuvin ja sen laakerien hitausmomentit, hammastankoa käyttävän hammaspyörän ja sen akselin hitausmomentti.

Pihtisyöttölaitteen ohjauksessa voidaan ottaa huomioon sahattavan aihion massa, joka määräytyy aihion halkaisijan, pituuden ja materiaalin mukaan. Käytännössä tämä

tarkoittaa sitä, että ennen sahausta käyttöpaneeliin syötetään materiaalitietoja. Näiden materiaalitietojen pohjalta säädetään pihlisyöttölaitteen ohjausta. Kevyemmän aihion tapauksessa syöttönopeus ja kiihtyvyydet voivat olla isompia, koska pihlisyöttölaitteen käyttö mitoitetaan raskaimman aihion mukaan. Syöttönopeutta on myös mahdollista nopeuttaa portaittain aihion lyhentyessä sahauksen aikana. Tällä tavoin pystytään maksimoimaan läpimenoaika.

Servomoottoria valittaessa tärkeimpiä seikkoja ovat inertiasuhde, nopeus, maksimivääntö ja keskimääräinen väännön tarve käytetyllä nopeudella. Onkin tärkeää, ettei päädytä valitsemaan liian pientä moottoria, vaikka se kiihtyvyyden pienentämisen kautta olisi mahdollista. Liian pieni moottori johtaa pieneen moottorin ja sen käyttämien massojen inertiasuhteeseen ja heikkoon moottorin kykyyn vaikuttaa sen pyörittämien massojen liikkeeseen. [30] Tällöin syöttölaitteen liike saattaa muuttua kuminauhamaisesti jolloin paikoitus vaikeutuu. Yleistäen voidaan sanoa, että inertiasuhteen ei saisi alittaa arvoa 0,1, mutta useimmissa sovelluksissa 0,2:ta voidaan pitää tyypillisenä inertiasuhteenä [30; 31 s. 111].

5.5.1 Lineaariliikkeen syöttövoima, nopeudet ja kiihtyvyydet

Lineaariliikkeen tuottavalle komponentille kohdistuvat liikettä vastustavat voimat koostuvat liikuteltavan massan hitausvoimista ja kitkavoimista. Lineaarivoima lasketaan kaavalla

$$F_{ex} = m_{tot} a + m_{tot} g\mu \quad (21)$$

jossa m_{tot} on aihion ja syöttölaitteen liikkuvan kelkan yhteenlaskettu massa, g on putoamiskiihtyvyys, a on syöttölaitteen kiihtyvyys ja μ on rullaradan laakerikitka. Alustavasti syötön liikenopeudeksi valitaan 1 m/s ja kiihdytysajaksi 0,4 s. Suunniteltavalle syöttölaitteelle lineaariliikkeeltä vaadittava voima on luokkaa 4 kN, kun laskennassa aihion massa on 625 kg, laakerikitka 0,15 ja syöttölaitteen kelkan massaksi arvioidaan 300 kg.

5.5.2 Kuularuuvikäytön mitoitus

Kuularuuvikäyttöä mitoittaessa otetaan huomioon pyörimisnopeudet, välitykset ja komponentteihin kohdistuvat voimat sekä momentit. Näiden tietojen perusteella pystytään valitsemaan sopiva kuularuuvi, sekä sitä käyttävä moottori ja mahdollinen välitys.

Kuularuuvin pyörimisnopeus maksimiliikenopeudella saadaan kaavalla 16 ja käytön pyörimisnopeus vastaavasti kaavalla

$$n_{kä} = \frac{v}{p} i_h i_v \quad (22)$$

joissa v on syöttölaitteen maksiminopeus, p on kuularuuvien nousu, i_h on hihnäkäytön välityssuhde ja i_v on vaihteen välityssuhde.

Näiden avulla voidaan laskea vastaavat kulmanopeudet kaavalla

$$\omega = 2\pi n \quad (23)$$

jossa n on pyörimisnopeus. Kuularuuvien kulmakiihtyvyys taas saadaan kaavasta

$$\alpha_k = \frac{a2\pi}{p} \quad (24)$$

Kuularuuvia käyttävältä servomoottorilta vaadittavaan momenttiin vaikuttaa eniten edellä kaavalla 21 laskettu lineaarinen liikettä vastustava voima. Tämän lisäksi moottorille aiheutuu vastustavaa momenttia kuularuuvien ja sen laakeroinnin sekä vaihteen ja moottorin hitausmomenteista. Kuularuuvien massasta aiheutuva hitausmomentti lasketaan kaavalla

$$J_k = \frac{1}{2} m_k \left(\frac{d_k}{2} \right)^2, \text{ jossa } m_k = \frac{\pi d_k^2}{4} L_k \rho_{Fe} \quad (25)$$

Kaavassa 25 m_k on kuularuuvien massa, d_k on kuularuuvien halkaisija, L_k on kuularuuvien pituus ja ρ_{Fe} on teräksen tiheys. Hihnapyörien hitausmomentit lasketaan vastaavasti. Vaihteen, moottorin ja laakereiden hitausmomentit saadaan valmistajien luetteloista.

Hitausmomenteista aiheutuva vääntömomenttikeräytyminen redusoituna käyttävän moottorin akselille lasketaan kaavalla

$$M_{hm} = \frac{J_k \alpha_k}{i_h i_v} + J_v \alpha_k i_h i_v + J_m \alpha_k i_h i_v + \frac{J_{h1} \alpha_k}{i_h i_v} + \frac{J_{h2} \alpha_k}{i_v} + \frac{J_l \alpha_k}{i_h i_v} \quad (26)$$

jossa α_k on kuularuuvien kulmakiihtyvyys, J_v on vaihteen hitausmomentti, J_m on moottorin hitausmomentti, J_{h1} on käytettävän hihnapyörän hitausmomentti, J_{h2} on käyttävän hihnapyörän hitausmomentti, J_l on kuularuuvien laakereiden hitausmomentti, i_h on hihnävälityksen välityssuhde ja i_v on vaihteen välityssuhde. Laskennassa jätetään huomiotta hihnävälityksen hinnasta aiheutuva hitausmomentti, koska se on suhteessa merkityksettömän pieni.

Kuularuuvia käytettäessä lineaarisista voimista aiheutuva vääntökuormitus moottorin akselille redusoituna lasketaan kaavalla

$$M_{ex} = \frac{F_{ex} p}{2\pi} \frac{1}{i_h i_v} \quad (27)$$

jossa F_{ex} on lineaarinen liikettä vastustava voima ja p on kuularuuvien nousu.

Edellä kaavojen 26 ja 27 mukaan lasketut momentit yhdistämällä ja hyötysuhde η huomioimalla saadaan moottorilta vaadittu momentti

$$M_{tot} = \frac{M_{ex} + M_{hm}}{\eta} \quad (28)$$

Kun moottorilta vaadittu momentti ja kulmanopeus tunnetaan, saadaan moottorin akseli-teho näiden tulona yhtälöllä

$$P_{moot} = M_{tot} \omega_m \quad (29)$$

jossa ω_m on moottorin kulmanopeus.

Kuularuuvien valinnan kannalta tärkeimmät tarkastelut ovat kuularuuvien maksimipyörimisnopeustarkastelu, nurjahdustarkastelu ja taipumatarkastelu. Nämä tarkastelut tehdään käytettävän kuularuuvien valmistajan antaminen kaavojen ja taulukoiden mukaan, eikä niihin ole syytä paneutua vielä tarkemmin.

Servomoottorin inertia-tarkastelu

Servomoottorin ja sen käyttämän inertioiden suhde pitää olla tarpeeksi iso riittävän sulavan ja nopean syöttöliikkeen takaamiseksi. Inertiasuhde lasketaan kaavalla

$$\frac{J_m}{J_{käy}} \quad (30)$$

jossa J_m on servomoottorin hitausmomentti. Käytettävät momentit redusoituna moottorin akselille lasketaan kaavalla

$$J_{käy} = \frac{J_k}{i_h^2 i_v^2} + J_v + \frac{J_{h1}}{i_h^2 i_v^2} + \frac{J_{h2}}{i_v^2} + \frac{J_l}{i_h^2 i_v^2} + \frac{J_{ma}}{i_h^2 i_v^2} \quad (31)$$

jossa pihtisyöttölaitteen ja aihion massat redusoituna kuularuuville lasketaan kaavalla

$$J_{ma} = \left(\frac{p}{2\pi}\right)^2 m_{tot} \quad (32)$$

jossa m_{tot} on pihtisyöttölaitteen ja aihion yhteenlaskettu massa.

5.5.3 Hammastankokäytön mitoitus

Hammastankoa käytettäessä päästään riittävään paikoitustarkkuuteen käyttämällä välyksen poistoa. Välyksen poistolla tarkoitetaan järjestelyä, jolla saadaan käytettävän hammaspyörän ja hammastangon välinen välys poistettua.

Kuten aiemmin todettiin, hammastankokäytön toteutuksessa voidaan suorilta unohtaa hihnavälityksen käyttäminen. Mitoittaessa otetaan huomioon pyörimisnopeu-

det, välitykset ja komponentteihin kohdistuvat voimat sekä momentit. Näiden tietojen perusteella pystytään valitsemaan sopiva hammastanko, sekä sitä käyttävä moottori ja vaihde.

Hammastankoa käyttävän hammaspyörän pyörimisnopeus maksimiliikenopeudella saadaan kaavalla 20 ja käytön pyörimisnopeus saadaan vastaavasti kaavalla

$$n_{kä} = \frac{v}{d_{hp}\pi} i_v \quad (33)$$

Vastaavat kulmakiihtyvyydet hammastankoa käyttävälle hammaspyörälle ja käyttävän moottorin akselille taas lasketaan kaavoilla

$$\alpha_{hp} = \frac{2a}{d_{hp}} \quad (34)$$

$$\alpha_{kä} = \frac{2a}{d_{hp}} i_v \quad (35)$$

Hammastangon mitoituksessa suurimmat voimat tulevat kaavalla 21 lasketuista lineaarisista voimista. Näiden lisäksi käyttävälle moottorille aiheutuu kuormaa vaihteen, moottorin sekä hammastankoa käyttävän hammaspyörän ja sen akselin hitausmomenteista. Moottorin ja vaihteen hitausmomentit löytyvät aina valmistajien tuoteluetteloista toisin kuin hammaspyörän hitausmomentti, joka voidaan laskea kaavalla

$$J_{hp} = \frac{1}{2} m_{hp} \left(\frac{d_{hp}}{2} \right)^2, \text{ jossa } m_{hp} = \frac{\pi d_{hp}^2}{4} L_{hp} \rho_{Fe} \quad (36)$$

jossa L_{hp} on hammaspyörän leveys, d_{hp} on hammaspyörän halkaisija, m_{hp} on hammaspyörän massa ja ρ_{Fe} on teräksen tiheys. Hammaspyörän akselin hitausmomentti saadaan kaavalla

$$J_{ak} = \frac{1}{2} m_{ak} \left(\frac{d_{ak}}{2} \right)^2, \text{ jossa } m_{ak} = \frac{\pi d_{ak}^2}{4} (L_{ak} - L_{hp}) \rho_{Fe} \quad (37)$$

jossa L_{ak} on hammaspyörän akselin pituus, d_{ak} on akselin halkaisija, m_{ak} on akselin massa. Hitausmomenteista aiheutuva vääntömomenttikuormitus redusoituna käyttävän moottorin akselille lasketaan kaavalla

$$M_{hm} = \frac{(J_{hp} + J_{ak}) \alpha_{hp}}{i_v} + J_v \alpha_{hp} i_v + J_m \alpha_{hp} i_v \quad (38)$$

jossa α_{hp} on hammaspyörän kulmakiihtyvyys, i_v on vaihteen välityssuhde, J_v on vaihteen hitausmomentti ja J_m on moottorin hitausmomentti.

Hammastankoa käytettäessä lineaarisista voimista aiheutuva vääntökuormitus moottorin akselille redusoituna lasketaan kaavalla

$$M_{ex} = \frac{F_{ex} \frac{d_{hp}}{2}}{2\pi} \frac{1}{i_v} \quad (39)$$

jossa F_{ex} on lineaarinen liikettä vastustava voima ja d_{hp} on hammaspyörän halkaisija.

Edellä kaavojen 26 ja 27 mukaan lasketut momentit yhdistämällä ja hyötysuhde η huomioimalla saadaan moottorilta vaadittu momentti kaavalla

$$M_{tot} = \frac{M_{ex} + M_{hm}}{\eta} \quad (40)$$

Moottorilta vaadittu teho saadaan käyttämällä kaavaa 29.

Servomoottorin inertiatarkastelu

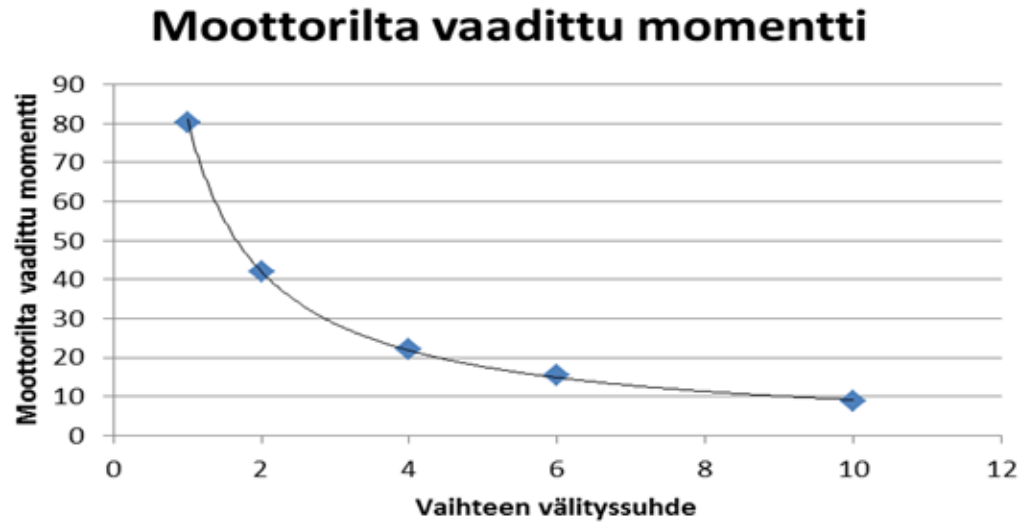
Servomoottorin ja sen käyttämän inertioiden suhde pitää olla tarpeeksi iso riittävän sulavan ja nopean syöttöliikkeen takaamiseksi. Inertiasuhde lasketaan kaavalla 30. Inertiasuhteen kaavassa käytettävät hitausmomentit redusoituna moottorin akselille saadaan kaavalla

$$J_{käy} = \frac{J_{hp}}{i_v^2} + \frac{J_{ak}}{i_v^2} + J_v + \frac{J_{ma}}{i_v^2} \quad (41)$$

jossa pihtisyöttölaitteen ja aihion massat redusoituna käyttävälle hammaspyörälle

$$J_{ma} = \left(\frac{d_{hp}}{2}\right)^2 m_{tot} \quad (42)$$

Hammastangon ja sitä käyttävän moottorin välille tarvitaan aina vaihde, jolloin moottoria voidaan käyttää suuremmilla pyörimisnopeuksilla. Samalla moottorilta vaadittu momentti saadaan pienemmäksi. Kuvassa 5.6 on tutkittu hammastankokäytöllä moottorilta vaaditun momentin riippuvuutta vaihteen välityssuhteesta.



Kuva 5.6. Välityssuhteen vaikutus hammastankokäytöllä moottorilta vaadittuun momenttiin.

Kuvaajasta huomataan, että välityssuhteen kasvaessa sen merkitys moottorin mitoituksen kannalta vähenee. Välityssuhteen vaikutus kierrosnopeuteen taas on lineaarista, jolloin välityssuhdetta kasvattaessa liikaa moottorin kierrosnopeusvaatimus kasvaa lähemmäs moottorien maksiminopeutta ilman, että saavutettaisiin enää hyötyä moottorilta vaaditun momentin osalta.

6 SYÖTTÖLAITTEEN TARTTUJAN KEHITTELY

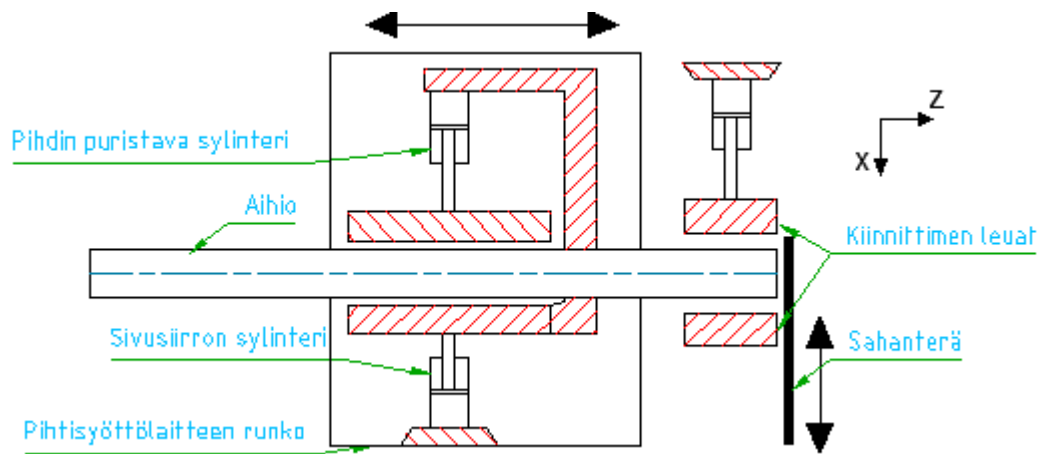
Alustavassa syöttölaitteen suunnittelussa päädyttiin lineaarijohteiden ohjaamana liikkuvaan kelkkaan ja siinä olevaan tarttujaan. Syöttölaitteen rakenteessa käytetään useita lineaarijohteita, joten niihin luodaan suunnittelun aluksi lyhyt katsaus.

Lineaarijohteet jaetaan vierintä- ja liukujohteisiin, joista jälkimmäisiä käytetään työstökonesovelluksissa varsin vähän, koska niiden valmistus on työlästä ja käyttöominaisuudet ovat heikompia [16, Luku 7, s. 62]. Vierintäjohde-tyyppisiä lineaarijohteita löytyy sekä kuulalaakeroituina, että rullalaakeroituina. Rullalaakeroitujen johteiden etuna on niiden suurempi kuormituksen sietokyky, jäykkyys sekä käyttöikä verrattuna halvempiin kuulalaakeroituihin malleihin. [32] Näiden lisäksi tarjolla on erilaisten mittojen ja konstruktioiden omaavia malleja, jotka eroavat ominaisuuksiltaan ja hinnoiltaan. Myös eri valmistajien johteet eroavat ominaisuuksiltaan toisistaan, mistä aiheutuu lisää vaihtoehtoja sopivan johdetyypin löytämiseksi. Syöttölaitteen lineaarisesti liikkuvissa osissa päädytään käyttämään vierintäjohteita niiden parempien kesto-ominaisuuksien johdosta. Lisäksi rakennetta pyritään optimoimaan siten, että sahassa käytetään samanlaisia johteita mahdollisimman monessa paikassa, jolloin erilaisten nimikkeiden määrä pysyy pienempänä.

Aihiota käsitellessä sitä pidetään kiinni teräksisin leuoin ja liikutellaan teräksistä pintaa vasten tai laakeroitujen rullien päällä. Näiden tapahtumien teoreettisessa tarkastelussa käytetään teräs-teräs-kosketuksen kitkakertoimia sekä laakerikitkaa. Aihiot saattavat olla pinnaltaan kuivia tai olla niin sanotun varastointirasvan peitossa, jolloin kitkakerrointa ei voida tarkasti määrittää. Tämän johdosta laskennassa päädytään valitsemaan kitkakerroin pahimman tapauksen mukaan, jolloin kiinnipitoon liittyvissä laskuissa kitkakertoimena käytetään 0,16:a ja aihion liikuttamiseksi vaadittujen voimien laskennassa 0,8:aa [33].

Lineaarijohteiden varassa liikkuvan tarttujan ilmeisin tarkoitus on pitää aihio otteessaan syöttöliikkeen aikana. Tämän lisäksi pihdin ominaisuuksiin voi kuulua ns. sivusiirto ja pystysiirto sekä kyky suoristaa vinosti syöttölaitteelle saapunut aihio. Sivusiirto tarkoittaa sitä, että ennen syöttöliikkeen alkua pihdin täytyy siirtää aihiota muutama millimetrin pituisen matkan sivuun estääkseen sitä hinkkaamasta paikoillaan pysyvän kiinnittimen vastaleukaan. Syöttöliikkeen jälkeen aihio siirretään takaisin, jolloin se nojaa toisesta päästään kiinnittimen vastaleukaan. Sivusiirtoa käytetään myös pihityypisen syöttölaitteen palatessa hakemaan uutta otetta ahiosta. Tällöin pihti siirtyy kauemmas ahiosta, jolloin sen kiinteä leuka ei ole paluuliikkeen aikana kosketuksissa ahioon. Pystysiirrolla taas voidaan estää aihion koskettaminen pihdin tai kiinnittimen ala-



leukaan syöttö- ja paluuliikkeiden aikana. Perinteisen pihdityyppisen syöttölaitteen yksinkertaistettu toimintaperiaate selvitetään kuvassa 6.1.



Kuva 6.1. Periaatekuva perinteisen syöttölaitteen pihdin toiminnasta.

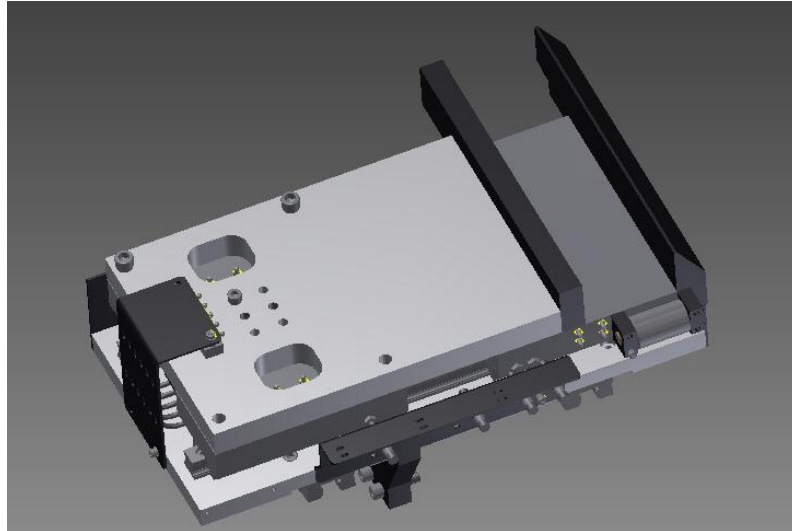
Perinteinen pihdityyppinen syöttölaite kuitenkin hylätään suunnittelua aloittaessa ja pihdin uuteen konstruktion lähdetään hakemaan ideoita edellä kappaleessa 5.2 saaduista tarttija-ratkaisuista. Pohdinnan jälkeen vaihtoehdoiksi saatiin hydraulinen pihti, pneumaattinen pihti, sähköinen pihti ja sähkömagneettinen tarttija (Taulukko 6.1). Edellä mainituista vaihtoehdoista aihion kiinnittämiseksi syöttölaitteessa parhaimmaksi osoittautuu hydraulinen pihti. Pneumatiikan ongelmana on ilman kokoonpuristuvuus, jonka vuoksi pneumaattisilla sylintereillä ei saavuteta tarpeeksi tukevaa kiinnitystä [34]. Sähköinen pihti taas hylätään korkeampien kustannuksien vuoksi ja sähkömagneeteilla toimivan tarttujan ongelmaksi muodostuu sen toimivuus ainoastaan ferromagneettisilla materiaaleilla.

Taulukko 6.1. Syöttölaitteen tarttija-ratkaisuja.

 <p>Hydraulinen pihti</p>	 <p>Pneumaattinen pihti</p>	 <p>Sähköinen pihti</p>	 <p>Magneetti</p>
--	--	---	--

Syöttölaitteen vaatimuslistassa määriteltiin siltä vaadittava sivusiirto-toiminto, sekä kyky suoristaa vinosti syöttölaitteelle saapunut aihio. Pystysiirtoa ei käytetä, vaan törmäminen kiinnittimen alaleukaan vältetään viistämillä kiinnittimen alaleuan reunat ja mahdollisesti sijoittamalla syöttölaite hieman ylemmäksi kuin kiinnitin. Lisäksi muutoksia rakenteen vaatimuksiin aiheutuu syötettävän aihion maksimihalkaisijan kasvaessa 70 millimetristä 130 millimetriin. Hydraulisen pihdin valinnan lisäksi nämä vaatimuk-

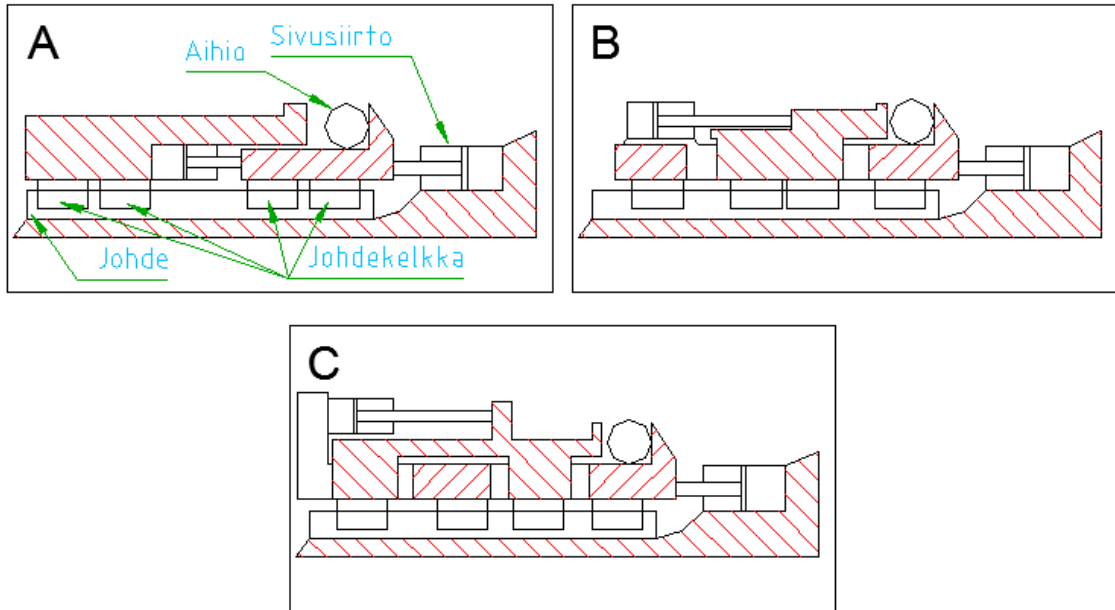
set ovat siis kutakuinkin samat kuin edellisessä sahaversiona, joten suunnittelun pohjana voidaan käyttää siinä toimivaksi todettua pihtiratkaisua (Kuva 6.2). Edellisen version syöttölaitteen pihti perustuu johteiden varassa liikkuviin leukapuoliskoihin, joita liikuttellaan kahden hydraulisen sylinterin avulla.



Kuva 6.2. Edellisessä sahaversiona käytettävän syöttölaitteen tarttuja.

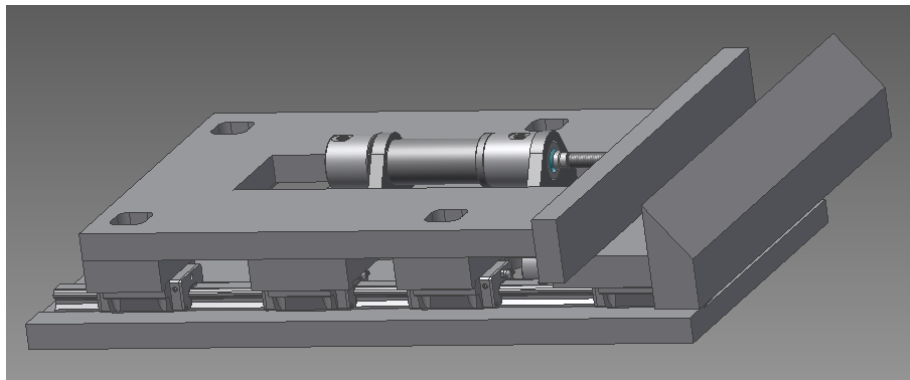
Aiemmin mainitut vaatimukset huomioon ottaen iteroituvassa suunnitteluprosessissa päädytään lopulta kolmeen erilaiseen pihtimekanismiin, jotka näkyvät teoreettisessa toimintakuvassa (Kuva 6.3). Vaihtoehto A pohjautuu edellisessä sahaversiona käytettyyn pihtiin ja vaihtoehdot B ja C ovat täysin uusia konstruktioita.

Pihtiä suunniteltaessa pyritään kiinnittämään huomiota erityisesti sen valmistuskustannuksiin, joten edellisessä versiossa käytetyt blokisyylinterit korvataan halvemmilla standardisyylintereillä. Toinen kustannuksia säästävä ratkaisu on jo ensimmäisessä sahaversiona käytössä ollut samojen johteiden käyttäminen sivusiirroissa sekä painimessa. Vaihtoehdoissa B ja C on lisäksi pyritty saamaan puristava sylinteri tuottamaan tarvittava voima plus-liikkeellä, jolloin sylinteri voidaan mitoittaa kertaluokkaa pienemmäksi. Mekanismin C suunnittelussa päällimmäinen ajatus oli saada kummankin leukapuoliskon runkoa tukevat kelkat mahdollisimman etäälle toisistaan, jolloin rakenne kantaa paremmin siihen kohdistuvaa momenttia. Tähän päästiin asettamalla kummankin leukapuoliskon johdekelkat limittäin.



Kuva 6.3. Pihlisyöttölaitteen mekanismivaihtoehdot.

Alustavien 3D-mallien piirtämisen jälkeen pihdin rakenteessa päädytään vaihtoehtoon C (Kuva 6.3), koska se on tukevampi muihin vaihtoehtoihin nähden, kuitenkin olematta merkittävästi kalliimpi toteuttaa. Sen etuna on myös mahdollisuus käyttää vastaavaa rakennetta hieman isommissakin sahoissa. A ja B vaihtoehdot soveltuvat ainoastaan pienemmille sahoille, joissa johdekelkkojen kuormitukset jäävät pienemmiksi aihion pienemmästä koosta ja pienemmistä sylinterivoimista johtuen.

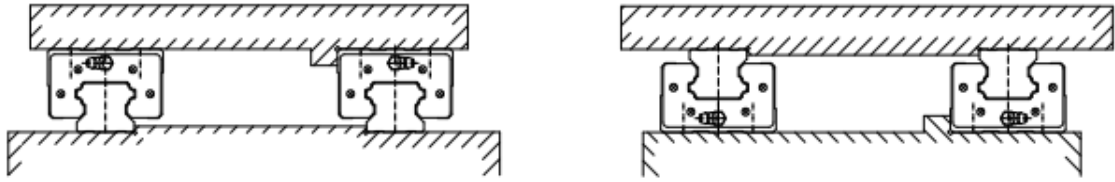


Kuva 6.4. Viimeistelemätön 3D-malli uudesta pihlisyöttölaitteen tarttujasta.

6.1 Mitoitus

Pihdin komponenttien ja rakenteen mitoitus aloitetaan pihdiltä vaaditun puristusvoiman laskennalla, jonka perusteella saadaan selville pihdin osiin kohdistuvat kuormitukset. Kriittisimpiä osia ovat sylinterit sekä rakenteen alustana toimivat lineaarijohteet. Suunnitteluprosessi on iteroituva, joten mitoitusta tehdään jatkuvasti 3D-mallin piirtämisen ohella.

Lineaarijohteiden asentamisessa noudatetaan johdevalmistajien suosituksia. Yleensä toinen johdepuoliskoista pyritään asentamaan ohjaavaksi ja toinen ohjatuksi kuvan 6.5 mukaisesti. Jotkin valmistajien johteet toimitetaan pareittain, jossa toinen johde on määritetty ohjaavaksi sen paremman valmistustarkkuuden johdosta. [32]



Kuva 6.5. Johteiden suositeltava asennus. [32]

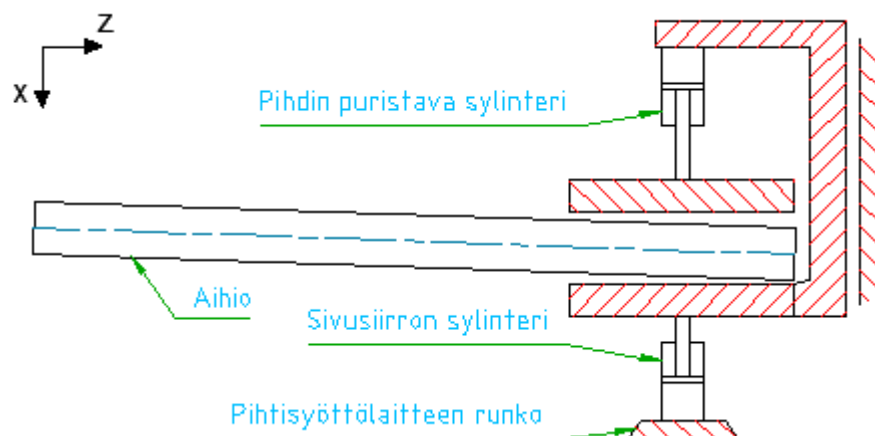
Hydraulisyliinterien valinnassa tärkeimmät seikat ovat niiden kestävä painetaso ja koko. Sylinterit mitoitetaan sahan koneikolta saatavan paineen mukaan, jonka jälkeen valitaan rakenteeseen sopiva sylinterimalli. Komponenttien valinnan lisäksi osalle rakennosista tehdään FEM-laskennan avulla lujustarkasteluja.

6.1.1 Aihion sivusiirto ja suoristusvoima

Sivusiirtoon vaadittava sylinterivoima lasketaan olettamalla aihion lepäävän koko massallaan syöttöradan teräksisten rullien päällä (Kuva 6.6). Tällöin sivusiirron ja puristavan sylinterien voimien täytyy ylittää kitkavoima, joka lasketaan kaavalla

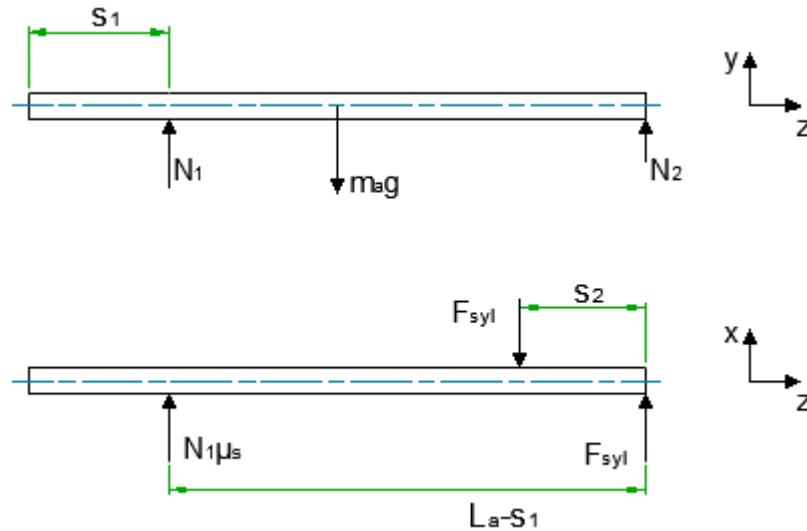
$$F_{\mu s} = m_a g \mu_s \quad (43)$$

jossa m_a on liikuteltavan aihion massa ja g on maan vetovoiman kiihtyvyys. Käyttämällä kitkakertoimena μ_s teräs-teräs kosketuksen liukukitkan arvoa 0,57, vaadittavaksi voimaksi saadaan 3,5 kN.



Kuva 6.6. Sivusiirto ja vinossa olevan aihion suoristaminen pihdillä.

Sivusiirron lisäksi pihdin sylinterien voiman täytyy kyetä suoristamaan syöttölaitteeseen vinosti saapunut aihio. Tällöin pihtisyöttölaitteen sylinterien voima johtuu pihdin leukojen kärkipisteisiin synnyttäen voimaparin, jonka momentin täytyy ylittää aihion suoristamiseen vaadittava laskennallinen momentti. Kuvassa 6.7. on esitettyä aihiota suoristaessa siihen vaikuttavat teoreettiset voimat.



Kuva 6.7. Aihiotankoon kohdistuvat voimat.

Oletetaan aihion lepävään takapäästään etäisyydellä s_1 pistemäisellä kontaktilla, jota kuvataan tukivoimalla N_1 . Toiseksi tukipisteeksi oletetaan aihion kärki, jota kuvataan tukivoimalla N_2 . Tukivoima N_1 saadaan laskemalla aihion oikean kärkipisteen ympäri momentti ja merkitsemällä se nolllaksi, jolloin

$$N_1 = \frac{m_a g \frac{1}{2} L_a}{L_a - s_1} \quad (44)$$

Aihiota suoristaessa (Kuva 6.7) tukivoima N_1 ja kitka μ_s aiheuttavat aihioon suoristamista vastustavan momentin M_s , joka lasketaan kaavalla

$$M_s = N_1 \mu_s (L_a - s_1) \quad (45)$$

Sijoittamalla tukivoima N_1 kaavaan 45 momentin lausekkeeksi saadaan

$$M_s = \frac{m_a g \frac{1}{2} L_a}{L_a - s_1} \mu_s (L_a - s_1) \quad (46)$$

joka supistuu muotoon

$$M_s = m_a g \frac{1}{2} L_a \mu_s \quad (47)$$

Käyttämällä vaatimuslistassa määriteltyä suurinta pyörötanko-aihiota ja kitkakertoimen arvona teräs-teräs-kosketuksen liukukitkaa 0,57, vaadituksi suoristusmomentiksi saadaan 10,5 kNm.

Pihdin leukojen kärkipisteistä kohdistuu aihioon tällöin voimapari, jonka ahiota suoristava momenttivaikutus saadaan laskemalla kaavalla

$$M_{suor} = F_{syl} s_2 \quad (48)$$

Hydraulisyylinterin tuottama voima miinus -suuntaan saadaan laskemalla kaavalla

$$F_{syl} = \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4} \Delta p \quad (49)$$

jossa d_1 on sylinterin männän halkaisija, d_2 on sylinterin männänvarren halkaisija ja Δp on hydraulijärjestelmän painetaso. Plus -suuntaan sylinterin tuottama voima lasketaan samalla kaavalla merkitsemällä männänvarren halkaisija d_2 nolllaksi.

Sijoittamalla kaavaan 48 sylinterin voiman lauseke suoristavaksi momentiksi saadaan

$$M_s = \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2) \Delta p}{4} s_2 \quad (50)$$

Valitsemalla pihdin paininta käyttäväksi sylinteriksi koon 40/20 -standardisyylinteri, sylinterivoimaksi F_{syl} saadaan 20,1 kN käyttämällä koneikon painetasoa 160 baaria. Vastaavasti pihdin leukojen leveydeksi s_2 valitaan 570 mm, jolloin kaavan 50 perusteella pihdillä saavutetaan suoristava momentti 11,4 kNm, joka ylittää vaaditun momentin 10,5 kNm.

Sivusiirron sylinteri pyritään sijoittamaan siten, että se työntää vastaleukaa ahiota kohti plus-suuntaisella liikkeellä. Tällöin myös sivusiirron sylinteriksi riittää koon 40/20 -standardisyylinteri. Jos käytäviä sylinteriä ei pystytä sijoittamaan siten, että ne tuottavat halutun voiman työntöliikkeellä ne joudutaan mitoittamaan suuremmiksi. Tällöin jouduttaisiin valitsemaan isompi 50/25 -standardisyylinteri, jonka miinusliikkeen voima kaavalla 49 laskettuna on 23,6 kN.

6.1.2 Aihion kiinnipitovoima

Tarkistetaan vielä, että edellä laskettu sylinteriltä vaadittu voima riittää pitämään aihion paikoillaan syöttöliikkeen aikana. Pihdin leukojen ja aihion välisen kitkavoiman täytyy siis ylittää aihion liikettä vastustavat voimat, jotka johtuvat aihion kiihdyttämisestä ja

sen alla olevan rullaradan laakerikitkoista, sekä kiinnittimessä mahdollisesti tapahtuvasta liukukosketuksesta.

Laskennassa oletetaan puolet aihion massasta lepäävän teräksisen kiinnittimen pohjan päällä ja puolet rullaradan päällä. Todellisuudessa suurin osa aihion massasta lepää rullaradan päällä, jolloin edellä tehty oletus ylimitoittaa tarvittavan kiinnitysvoiman. Liikettä vastustavat voimat lasketaan kaavalla

$$F_a = m_a a + 0,5m_a g \mu_r + 0,5m_a g \mu_k \quad (51)$$

jossa m_a on aihion massa, a on syöttölaitteen kiihtyvyyden, μ_r on rullaradan kitka ja μ_k on kiinnittimen pohjan ja aihion välinen kitka. Aihio pysyy pihdissä kiinni aihion ja leukojen välisen kitkavoiman avulla, joka lasketaan kaavalla

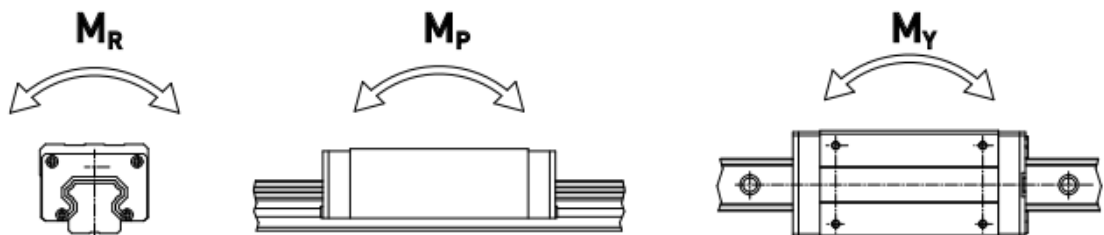
$$F_p = 2F_{syl}\mu_l \quad (52)$$

jossa μ_l on aihion ja pihdin leukojen välinen kitkakerroin.

Voiman F_p täytyy olla isompi kuin voiman F_a , joten pihdiltä vaadittu puristusvoima saadaan ratkaisemalla yhtälöiden 51 ja 52 avulla vaadittu sylinterivoima F_{syl} . Käyttämällä leukojen ja aihion välillä kitkakerrointa 0,16 ja rullaradalla laakerikitkaa 0,05, sekä kiinnittimen ja aihion välisessä kosketuksessa kitkakerrointa 0,8, saadaan vaadituksi puristusvoimaksi 13 kN. Tämä voima on huomattavasti pienempi, kuin edellä valitun sylinterin maksimipuristusvoima, joten aihio pysyy kiinni syöttöliikkeen aikana.

6.1.3 Pihdin lineaarijohteiden mitoitus

Lineaarijohteet mitoitetaan siten, että johdekelkoille kohdistuvat kuormitukset ovat maksimissaan kolmasosan johdevalmistajien ilmoittamista maksimikuormista. Mitoituksessa ei siis kiinnitetä huomiota johteissa tapahtuviin muodonmuutoksiin, koska ne eivät ole merkittäviä suunniteltavan rakenteen kannalta. Johdevalmistajat ilmoittavat yleensä staattisen kuormituksen keston neljän tai kolmen eri arvon avulla. Nämä maksimi-arvot annetaan vaakasuorille kuormituksille sekä erisuuntaisille taivutusmomenteille kuvan 6.8 mukaisesti.

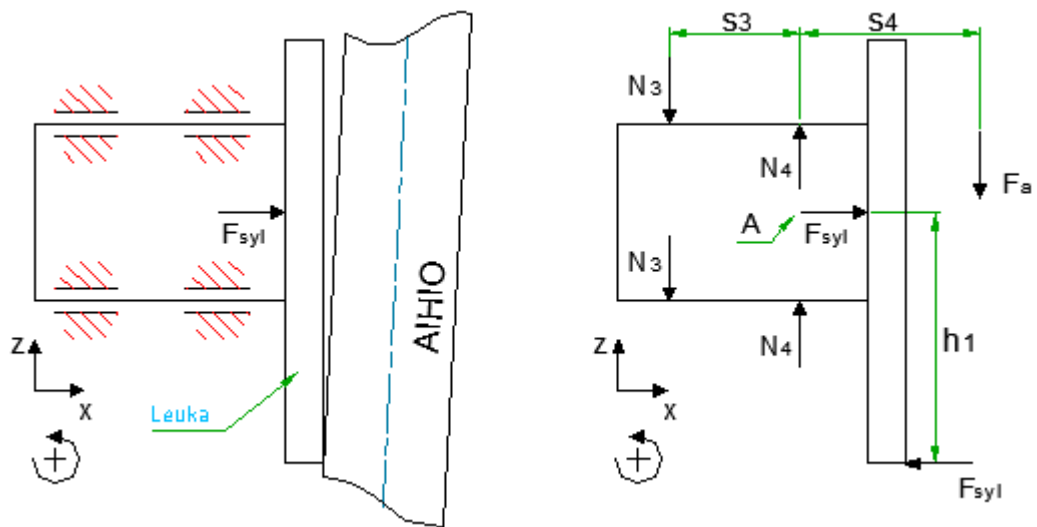


Kuva 6.8. Lineaarijohteiden vastaanottamat kuormitukset. [32]

Kahta johdekelkkaa peräkkäin käytettäessä voidaan niille kohdistuva momentti ottaa vastaan käyttämällä johdekelkkojen muodostamaa voimaparia mitoituksessa. Voimaparia suositellaan kuitenkin käytettäväksi mitoituksessa vasta kun johdekelkkojen sisäreunojen välinen etäisyys on suurempi kuin 1,5 kertaa johdekelkan leveys. [35]

Pihdin leukojen lineaarijohteille kohdistuu suurimmat kuormitukset, kun pihdillä suoritetaan vinossa pihtiin saapunutta ahiota. Suoristamisesta aiheutuvan momentin lisäksi pihtiin kohdistuu aihion liikkeestä aiheutuva voima F_a , joka laskettiin edellä kappaleessa 6.1.2. Johteiden kuormitusten laskenta on suuntaa-antavaa, joten yksinkertaistuksen vuoksi siinä ei oteta huomioon kelkkojen päällä lepävään rakenteen massan kiihdyttämisestä aiheutuvaa voimaa.

Kuvassa 6.9 on esitettyä pihdin puristimen liikkuvan leuan runkorakenne, joka lepää neljän johdekelkan varassa. Kuvassa s_3 on johdekelkkojen keskipisteiden välinen etäisyys, s_4 on aihion massakeskipisteen etäisyys pisteestä A ja h_1 on leukaa käyttävän sylinterin etäisyys pihdin leuan kauimmaisesta kärkipisteestä.



Kuva 6.9. Pihdin johteisiin kohdistuvat kuormitukset.

Johdekelkoille kohdistuvat tukivoimat N_3 ja N_4 lasketaan muodostamalla yhtälöpari. Toinen yhtälöistä luodaan muodostamalla pisteen A ympäri momentin lauseke ja toinen saadaan merkitsemällä z -suuntaisten voimien summa nollassi. Jolloin saadaan

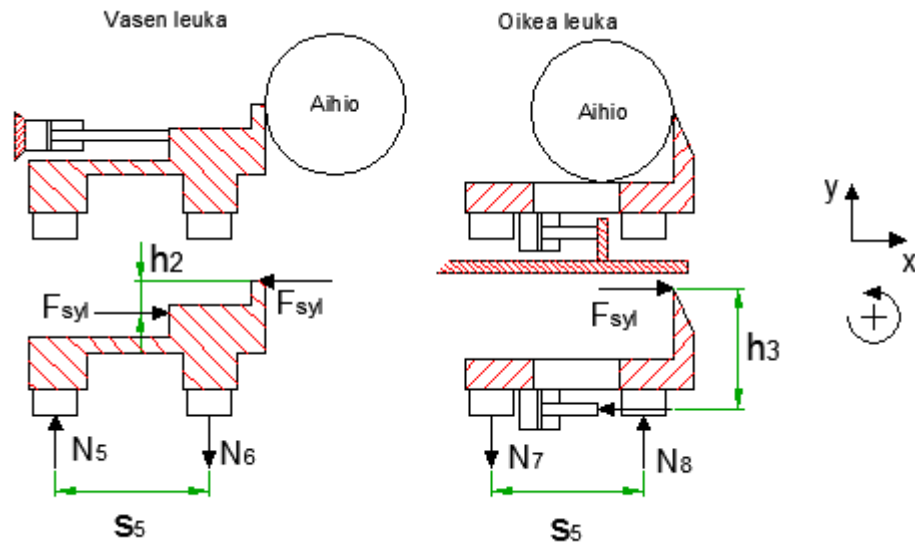
$$2N_3s_3 - F_a s_4 - F_{syl} h_1 = 0 \quad (53)$$

$$-2N_3 + 2N_4 - F_a = 0 \quad (54)$$

Ratkaisemalla yhtälöistä tuntemattomat tukivoimat N_3 ja N_4 , kelkoille kohdistuvaksi kuormitukseksi saadaan $N_3 = 7,8$ kN ja $N_4 = 10,3$ kN. Hiwin HGW 30CA kelkat kestävät staattisen kuormituksen 52,19 kN, joka antaa rakenteelle noin viisinkertaisen varmuuden.

Pihdin puristimen vastaleuan johdekelkoille kohdistuvat kuormitukset (Kuva 6.9) lasketaan samaan tapaan. Ainoastaan voiman F_a sijainti on eri, mutta tällöinkin momenttivarsi on lyhyempi. Tästä syystä vastaleuan johteiden kuormituksia ei ole syytä laskea erikseen.

Pihdin puristaessa ahiota johdekelkkoihin kohdistuu myös y-akselin suuntaan kuormitusta. Kummankin leuan runkopuoliskoon kohdistuvat voimat on esitetty kuvassa 6.10. Rakenne on suunniteltu siten, että molempien leukapuoliskojen johdekelkat ovat toisistaan etäisyydellä s_5 . Tällöin ratkaisevaksi tekijäksi jää sylinteristä ja ahiosta leukaan kohdistuvan voimaparin aiheuttama momentti. Vasemman leuan johteiden kuormitukset voidaan jättää tarkastelematta, koska etäisyys h_3 on suurempi kuin h_2 .



Kuva 6.10. Pihdin johteisiin kohdistuvat kuormitukset.

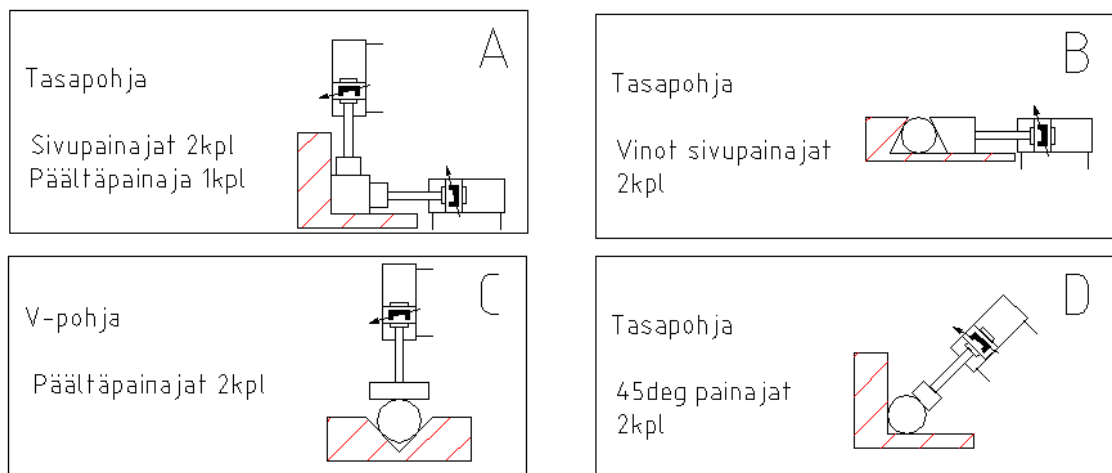
Kuvasta huomataan, että johdekelkkoihin kohdistuvat kuormitukset N_7 ja N_8 ovat yhtä suuret, jolloin kelkkojen kuormitukset saadaan merkitsemällä kahden kuvassa esiintyvän voimaparin momentit yhtä suuriksi, jolloin saadaan

$$N_7 d_1 = F_{syl} h_3 \quad (55)$$

Ratkaisemalla yhtälö kelkkojen kuormitukseksi saadaan 11,7 kN kelkkaa kohden. Kelkat kestävät kuormituksen 52,19 kN, joten varmuus on yli nelinkertainen.

7 KIINNITTIMEN KEHITTELY


Sahassa kiinnittimen päätehtävä on pitää aihio tukevasti paikoillaan sahauksen aikana. Kuvassa 7.1 on erilaisia ratkaisuja aihion pitämiseksi paikoillaan sahauksen aikana. Ratkaisuista versio A on monipuolisin ja se soveltuu erilaisten profiilien kiinnipitoon toisin kuin B, C ja D, jotka toimivat pääasiassa ainoastaan pyöreillä aihioilla. Joskus sahalta vaaditaan, että sen katkaisemat ahiot tulevat sahan läpi aihion keskipisteen pysyessä samalla linjalla aihion koosta huolimatta. Tätä ominaisuutta voidaan tarvita, jos katkaisun lisäksi samalla kappaleille tehdään muita toimenpiteitä kuten reikien poraaminen. Keskitämisen kannalta vaihtoehto C on toimivin, koska siinä aihio keskittyy aina, eikä erillistä keskittävää mekaniikkaa tarvita.

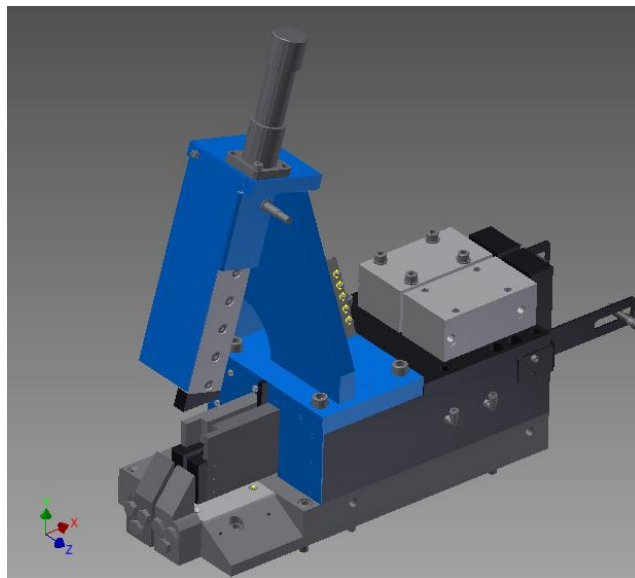


Kuva 7.1. Erilaisia kiinnitinratkaisuja.

Koska kiinnittimen vaatimuslistaan (Taulukko 7.1) kuuluu mahdollisuus käyttää kaikenlaisia profiileja, täytyy sen suunnittelussa käyttää kiinnitinperiaatetta ”A”. Uuden kiinnittimen suunnittelussa pohjana voidaan käyttää edellisen mallin toimivaksi todettua kiinnitintä (Kuva 7.2). Edelliseen kiinnittimeen verrattuna aihion maksimikoko kasvaa 70 mm:stä 130 mm:iin. Tämän lisäksi uuden kiinnittimen ominaisuuksiin lisätään irtive-to, joka tarkoittaa rakennetta, jolla katkaisun päättyessä kiinnittimen puoliskoja loiton-netaan toisistaan erottaen aihio ja siitä katkaistu pala kauemmas terästä. Tällä tavoin sahan terä pääsee vapaasti palaamaan alkuasentoon ilman kosketusta katkaisupintoihin. Terän koskettamista katkaisupintoihin halutaan välttää, koska se pienentää terän kes-toikää.

Taulukko 7.1. Vaatimuslista.

Kiinasaha 		Vaatimuslista <i>Aihion kiinnipito</i>	30.11.2011 0 Sivu 1/1	
Muutokset (pvm)	Vaatus (V) / Toive (T)	Vaatimukset	Toiveiden tärkeys	Vastaava
	V	Pitää aihoin paikoillaan sahauksen aikana		
	V	Vetää sahauksen aikana puoliskoja erilleen (irtiveto)		
	V	Mahdollisuus kiinnittää erilaisia profileja		
	V	Mahdollisuus erilaisiin leukoihin eri profileille		
	T	Suurin ahiokoko 130 mm		
	V	Suurin ahiokoko 120 mm		
	T	Halpa rakenne		
	T	Kestävä ja robusti		
	V	Kestää sahauksessa syntyvän pölyn ja lastut		
	V	Modulaarinen rakenne => voidaan tehdä optioita		
	T	Aihiosta katkaistu viimeinen katkaistu ohut kappale tipahtaa luiskaa pitkin alas ennenkö sitä tönäistään jätetalalla		

**Kuva 7.2. Edellisen sahamallin kiinnitin.**

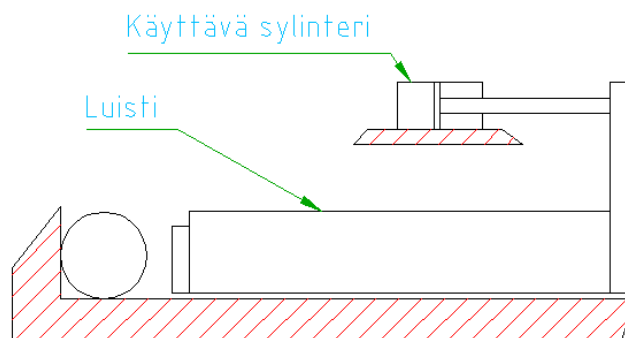
Edellisen mallin pääpiirteittäin toimivasta rakenteesta huolimatta ongelmia esiintyi sahan poistopuolella liian kaukana olevasta sahattujen kappaleiden poistoliuskasta johtuen. Lyhyitä kappaleita katkottaessa katkaistu kappale ei ”tippunut” luiskalle ilman, että sitä töytäistiin ahiolla ahiota syötettäessä eteenpäin. Tämä ongelma on tarkoitus välttää suunnittelemalla heti terän jälkeen jyrkkenevä poistoluiska. Kappaleen poistumista voidaan myös avittaa paineilman avulla, jos heti jyrkkenevän poistoluiskan suunnittelu tuottaa ongelmia.

7.1 Kiinnittimen leukojen kehittäminen

Kiinnitin koostuu kahdesta hydraulisesta sivupainajasta ja yhdestä päältäpainajasta. Päättäpainaja kiinnitetään syöttölaitteen puoleiseen irtivedon puolikkaaseen, jolloin kiinnitysvoima on parempi aihion puolella. Rakenne on perusteltua, koska aihio on pidempi ja painavampi kuin siitä yleensä katkaistavat palat.

7.1.1 Sivupainaja

Sivupainaja painaa aihion lujasti vasten kiinnittimen rungossa olevaa vastaleukaa vasten varmistaen kappaleen tukevan kiinnityksen sauhauksen aikana. Sivupainaja toteutetaan edellisessä sahamallissa toimivaksi todetulla rakenteella (kuva 7.3). Sivupainajan idea perustuu johteiden tukemana liikkuvaan luistiin, jota käytetään sen yläpuolelle asetetulla hydraulisyylinterillä.

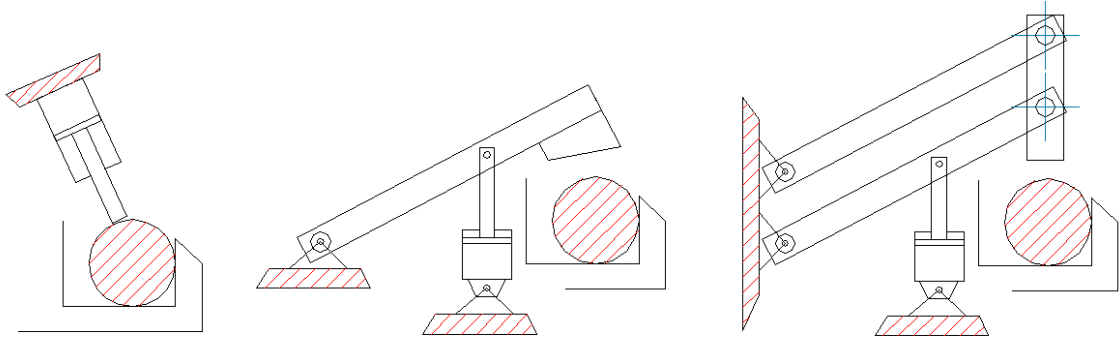


Kuva 7.3. Sivupainajan toimintaperiaate.

7.1.2 Päättäpainaja

Päättäpainajan tarkoitus on painaa sahattava aihio tukevasti pöytää vasten kiinni. Ilman päättäpainajaa saattaa syntyä ongelmia etenkin katkottaessa hieman käyristyneitä tankoja, jolloin tanko saattaa jäädä ilmaan katkaisukohtasta.

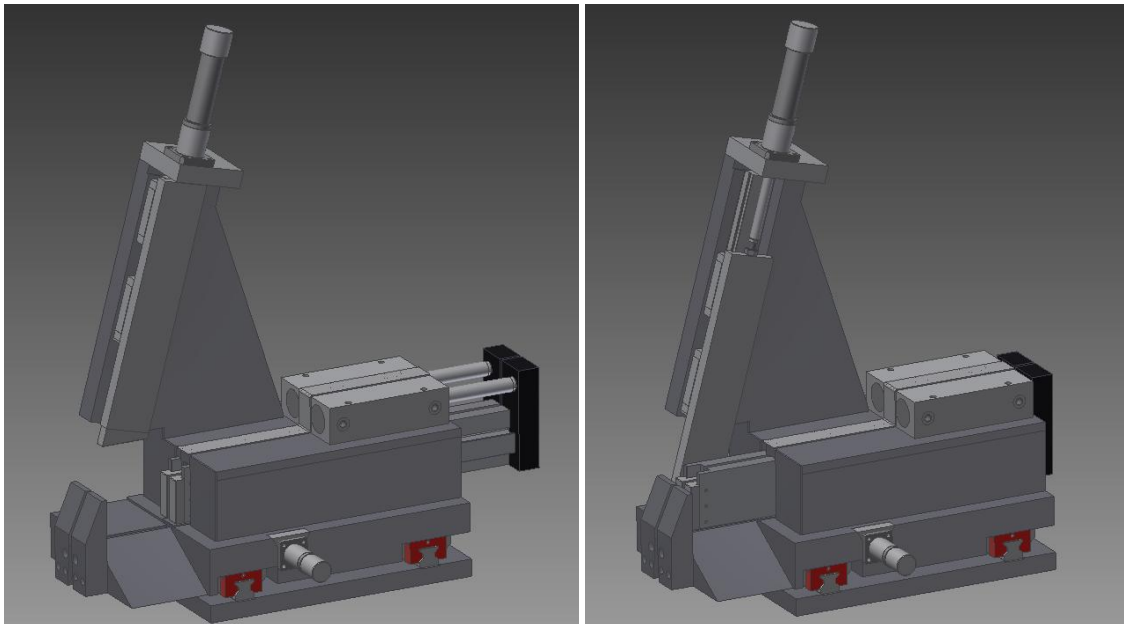
Kuvassa 7.4 on erilaisia mahdollisia mekanismeja päättäpainajalle. Vasemmanpuolimmainen mekanismi perustuu yksinkertaiseen painavaan sylinteriin. Rakenteen ongelmana on kuitenkin sylinterin tukeva kiinnittäminen aihion yläpuolelle. Keskimäinen mekanismi perustuu sylinterillä käytettävään vipuvarteeseen, jonka päässä leukapala. Vipumechanismin huonona puolena on leukapalan kulman muuttuminen kappaleen koon muuttuessa. Tämä ongelma on ratkaistu oikeanpuolimmaisissa mekanismeissa nivelnelikulmion avulla. Toinen vaihtoehto leukapalan ja aihion välisen kosketuksen saattamiseksi tasaiseksi kaiken kokoisilla kappaleilla on leuan pinnan pyöristäminen, mutta tällöin tasainen kosketus saavutetaan vain kappaleilla, jotka ovat yhtä korkeita kuin leuitä.



Kuva 7.4. Erilaisia päältäpainajan mekanisme.

Päältäpainajan rakenteessa päädytään kuvan 7.4 vasemmanpuolimmaiseen ratkaisuun. Vastaava suoraan lineaariliikkeeseen perustuva ratkaisu on todettu toimivaksi jo edellisessä sahaversiona, sekä kilpailijoiden käyttämissä sahoissa. Tämän ratkaisun käyttöä puoltavat myös arvioidut valmistuskustannukset ja sen yksinkertaisuus. Päältäpainaja asennetaan 15 asteen kulmaan pystysuoraan tasoon nähden, jolloin katkaisun tekevälle teräyksikölle jää enemmän tilaa. Uudessa versiossa päältäpainajan runko valmistetaan koneistamalla samasta osasta kuin sivupainajan poski, jolloin rakenteessa käytettävien osien määrä vähenee sekä päästään eroon edellisen version hitsattavasta kokoonpanosta.

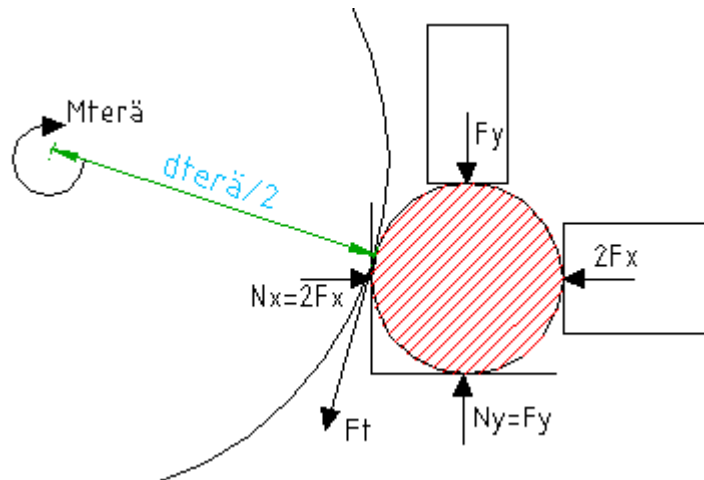
Kuvassa 7.5 on Autodesk Inventorilla piirretty 3D-malli uudesta suunnitellusta kiinnittimestä. Työn rajauksen mukaan mallia ei ole viimeistely, joten siitä puuttuu rakenteen kokoonpanossa käytettäviä muttereita, ruuveja ja niiden reikiä.



Kuva 7.5. Viimeistelemätön 3D-malli uudesta kiinnittimestä. Oikeanpuolimmaisessa kuvassa kiinnittimen leuat ovat suljettuina.

7.1.3 Päältä- ja sivupainajien sylinterien mitoitus

Kiinnittimen leukojen täytyy kyetä pitämään sahattava aihio tukevasti paikoillaan sahauksen aikana. Merkittävin aihioon katkaisun aikana vaikuttava voima pyöreeä aihiota katkaistaessa on sahan terästä aiheutuva tangentiaalinen voima, joka pyrkii pyörittämään kappaletta. Kuvassa 7.6 on esitettyä aihioon sahauksen aikana vaikuttavat voimat.



Kuva 7.6. Kiinnittimen leukavoimat.

Aihion pyörimistä estäessä kiinnittimen leukojen toiminta perustuu leukojen ja aihion väliseen kitkakertoimeen ja puristusvoimaan. Pyörimistä vastustava kiinnittimen kitkavoima lasketaan kaavalla

$$F_{\mu k} = 2F_y\mu_l + 4F_x\mu_l \quad (56)$$

jossa μ_l on aihion ja kiinnittimen välinen kitkakerroin. Voiman $F_{\mu k}$ täytyy ylittää terän maksimimomentista aiheutuva aihiota pyörittävä tangentiaalinen voima, joka saadaan kaavalla

$$F_t = \frac{2M_{terä}}{d_{terä}} \quad (57)$$

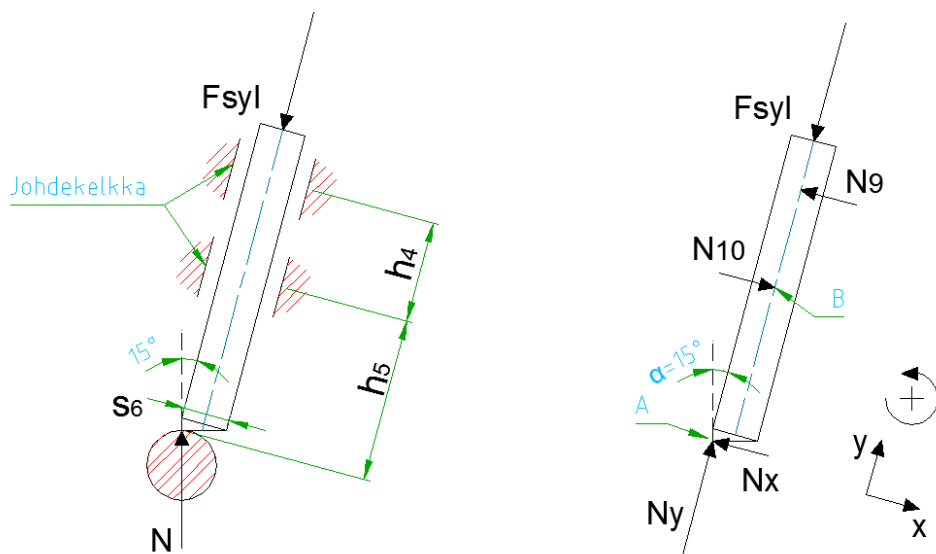
Aihioon kohdistuva tangentiaalinen voima on kääntäen verrannollinen terän halkaisijaan, joten suurin terästä aiheutuva voima saadaan käyttämällä pienintä mahdollista terää. Toisaalta sahan maksimimomenttia vastaava terän pyörimistä vastustava voima ilmenee vasta kun katkotaan riittävän suuria aihioita. Terää kiinnittävä laippa on halkaisijaltaan 170 mm ja oletetaan, että 50 mm paksua aihioita katkaistaessa vastustavat voimat ovat sitä luokkaa, että sahalta otetaan ulos sen maksimimomentti. Tällöin käytettävän terän halkaisijan täytyy olla halkaisijaltaan vähintään 270 mm.

Käytettäessä terää jonka halkaisija $d_{\text{terä}}$ on 270 mm ja suurinta sahausmomenttia $M_{\text{terä}} = 650 \text{ Nm}$, tangentialiseksi voimaksi saadaan 4,8 kN. Käytännössä näin suurta aihiota pyörittävää tangentialista voimaa aihion ulkokehään ei kuitenkaan ilmene, koska terän pureutuessa aihioon vain pieni osa hampaista tekee työtä, joten edellistä laskentaa käytetään pääasiassa vain suuntaa-antavana.

Kiinnittimien sylintereiksi valitaan samat kuin edellisessä sahaversiona on käytetty. Sylinterien tuottamat voimat F_y ja F_x lasketaan käyttämällä kaavaa 49. Kaavan mukaan päältäpainajan 32/16-sylinteri tuottaa plusliikkeellä 12,9 kN suuruisen voiman ja sivupainajien 40/25-sylinterien sylinterivoimat miinus-suuntaan ovat 12,3 kN. Sijoittamalla arvot kaavaan 56, kiinnitysvoima $F_{\mu k}$ 160 baarin paineella ja kitkakertoimella 0,16 on noin 10,4 kN. Tämä voima on noin kaksinkertainen vaadittuun kaavalla 57 laskettuun voimaan $F_t = 4,8 \text{ kN}$ nähden, joten aihion tukeva kiinnitys sahausajan aikana on taattu. Liian suurta kiinnitysvoimaa ei kuitenkaan ole syytä käyttää, koska puristaminen saattaa vaurioittaa sahattavaa aihiota. Tästä syystä kiinnittimien sylinterien paine lasketaan sahausajassa alemmaksi käytännön kokemukseen perustuen.

7.1.4 Päältäpainajan lineaarijohdeiden mitoitus

Päältäpainaja koostuu luistista, joka liikkuu kahden lineaarijohdekelkan tukemana 15-asteen kulmassa pystysuoraan tasoon nähden. Luistia painetaan sen suuntaisesti sylinterillä noin 13000 newtonin voimalla. Luistin painaessa aihiota 15-asteen kulmassa siitä aiheutuu kuormitusta lineaarijohdekelkoille. Kelkoille kohdistuvien teoreettisten maksimivoimien laskennassa oletetaan kelkkojen kantavan niiden liikesuuntaa kohtisuorasti vastaan olevan voiman (Kuva 7.7). Lisäksi oletetaan päältäpainajan kärjen ja aihion välisen kosketuksen olevan kitkatonta, jolloin saavutetaan suurin teoreettinen kuormitus. Kuvassa etäisyydet h_4 ja h_5 on kohdistettu johdekelkkojen keskipisteisiin ja päältäpainajan kärkeen.



Kuva 7.7. Lineaarijohdekelkkojen kuormitukset.

Kuvasta 7.7 nähdään, että N_y ja F_{syt} ovat ainoat y-suuntaiset voimat, joten

$$N_y = F_{syt} \quad (58)$$

ja

$$N_x = F_{syt} \frac{\sin 15^\circ}{\cos 15^\circ} \quad (59)$$

Tämän jälkeen ratkaistavaksi jää vielä kaksi tuntematonta voimaa N_9 ja N_{10} , joten niiden ratkaisemiseksi tarvitaan kaksi yhtälöä. Ensimmäinen yhtälö saadaan tarkastelemalla x-suuntaisia voimia, jolloin saadaan

$$-N_x + N_{10} - N_9 = 0 \quad (60)$$

Toinen yhtälö haetaan merkitsemällä momentti pisteessä A nollassi, jolloin

$$N_{10}(h_5 + s_6 \sin 15^\circ) - N_9(h_4 + h_5 + s_6 \sin 15^\circ) - F_{syt}0,5s_6 \cos 15^\circ = 0 \quad (61)$$

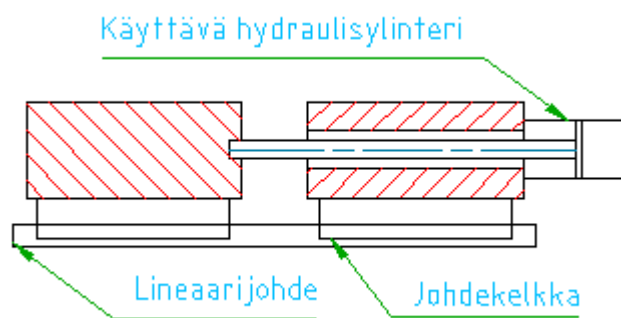
Yhtälöpari 60 ja 61 ratkaisemalla saadaan selville johdekelkkojen kuormitukset; $N_9 = 7,6$ kN ja $N_{10} = 11,0$ kN. Valitut Hiwin HGH 35CA -johdekelkat kestävät staattisen maksimikuorman 69,16 kN, jolloin johdekelkkojen varmuuskerroin on noin 6. Mutta koska suunnitellussa rakenteessa johdekelkkojen välinen etäisyys on pienempi kuin 1,5 kertaa johdekelkan pituus, täytyy kelkkojen kestoja tarkastella myös niiden taivutusmomenttien kantokyvyn avulla. Lasketetaan alemman johdekelkan keskelle pisteeseen B kohdistuva taivutusmomentti kaavalla

$$M_B = F_x h_5 + F_y 0,5s_6 \sin 15^\circ \quad (62)$$

Laskennan perusteella kahden johteen täytyy kantaa 1,2 kNm:n suuruinen taivutusmomentti. Yksittäisen HGH 35CA johdekelkan momentinkesto on 0,81 kNm, joten varmuus kahdella johdekelkalla on 1,37 -kertainen. Todellisuudessa varmuus on kuitenkin isompi, koska kahta kelkkaa käytettäessä suuri osa momentista kannetaan aiemmin lasketun voimaparin periaatteen mukaan. Tätä seikkaa tukee myös THK -linearijohdevalmistajan tuoteluettelo, jossa vastaavan kokoluokan johteille on ilmoitettu maksimimomentin kesto kahden johteen ollessa peräkkäin. THK:n mukaan kahden peräkkäisen johteen momentin sieto on noin kuusinkertainen yhteen johteeseen verrattuna. [36]

7.2 Irtivedon toteutus ja mitoitus

Irtivedon rakenteen suunnittelussa perusajatuksena on lineaarijohteiden ohjaamana liikuvat kiinnittimen puoliskot. Irtivetoa käyttävän sylinterin sijoittaminen on merkittävä seikka rakenteen kannalta. Ensimmäisissä suunnitteluversioissa sylinteri pyrittiin sijoittamaan kiinnittimen rakenteen sisälle sivupainajien alapuolelle, mutta tällöin rakenteesta tuli liian korkea ollakseen riittävän tukeva. Myöhemmin paremmaksi ratkaisuksi nousi laippakiinnitteisen sylinterin sijoittaminen irtivedon runkokappaleiden sivulle. Tällöin sylinterin runkopuoliskoja liikuttava voima välitetään rungon läpi männänvarren jatkeena olevan kierretangon avulla (Kuva 7.8).



Kuva 7.8. Irtivedon runkoratkaisu.

Irtivedolle sopivaa sylinteriä valittaessa esille tuli myös ruuvattavan sylinterin käyttäminen, jolloin sylinteri ruuvattaisiin toisen runkopuoliskon sisälle. Tämä vaihtoehto on kuitenkin kokoonpanon ja sylinterin huollettavuuden kannalta hankala, joten rakenteessa päädytään kierretangolla toimivaan ratkaisuun.

Irtivedon sylinterin mitoitukseen käytetään suuntaa-antavaa voimaa, joka laskeaan olettamalla, että sillä liikutellaan kuusimetristä 130 mm paksua teräksistä pyörötankoa. Pyörötangon oletetaan liukuvan teräksisellä kuivalla pinnalla, joten laskennassa käytetään kitkakertoimena 0,8:aa. Liikettä vastustava kitkavoima lasketaan kaavalla

$$F_{\mu i} = m_a g \mu \quad (63)$$

Edellisen kaavan perusteella irtivedolta vaaditaan noin 4,9 kN:n voimaa. Todellisuudessa irtivedolta vaadittava voima on pienempi, koska suuri osa liikuteltavan aihion massasta lepää rullaradan rullien päällä. Syöttölaitteen ohjelmoinnista riippuen pihti aukeaa irtivedon ajaksi tai syöttölaitetta käyttävä moottori menee jännitteettömäksi, jolloin pihti pääsee liikkumaan vapaasti. Jälkimmäisessä tapauksessa moottorin pyörittäminen kuu-laruuvin tai hammastangon välittämänä vastustaa irtivedon liikettä. Tätä ei kuitenkaan erikseen oteta huomioon sylinteriä mitoittaessa.

Irtivedon käyttäväksi sylinteriksi valitaan Merkle 25/12 laippakiinnitteinen standardisyylinteri iskunpituudella 16 millimetriä. Sylinterin tuottama voima miinus suuntaan

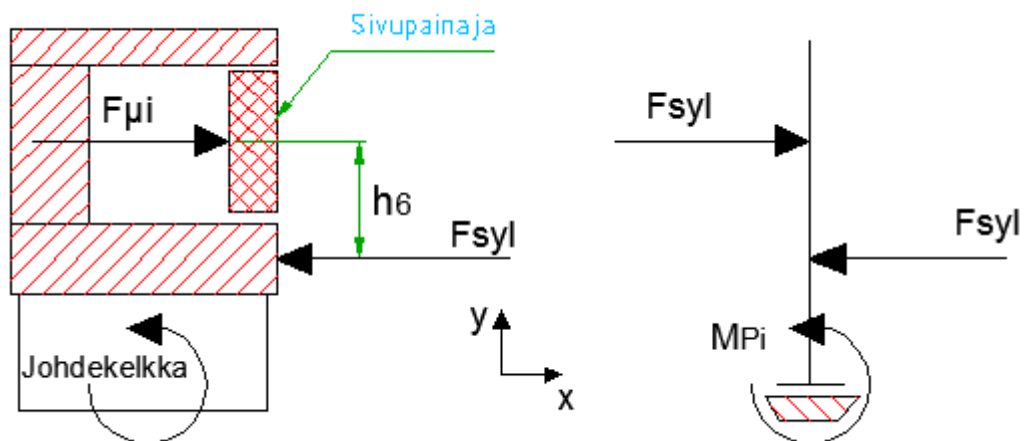
lasketaan kaavalla 49, käyttämällä koneikon painetasoa 160 baaria, jolloin sylinterivoimaksi saadaan 6 kN.

Tarkistetaan vielä, että toisen sivupainajan ja päältäpainajan kiinnitysvoima kykenee pitämään aihion otteessaan, kun sitä liikutellaan irtivetoa käyttämällä. Painajien aihioon kohdistama kiinnipitovoima lasketaan kaavalla

$$F_{\mu ki} = 2F_y\mu_l + 2F_x\mu_l \quad (64)$$

jolloin kiinnipitäväksi voimaksi valitulla sylinterillä ja kitkakertoimella 0,16 saadaan 8,0 kN. Tämä voima on suurempi kuin irtivedolta vaadittu voima, joka laskettiin kaavalla 63, joten aihio pysyy kiinnittimen otteessa.

Kuvassa 7.9 on esitettyä irtivedon vasemman puoliskon yksinkertaistettu rakenne ja siihen kohdistuvat voimat. Suurin kuormitus irtivedolle tapahtuu, kun oletetaan aihion pysyvän paikoillaan irtivedon sylinterin työntäessä sitä täydellä voimallaan. Tällöin aihion liikettä vastustava voima $F_{\mu i}$ on yhtä suuri kuin irtivedon sylinterin työntöliikkeen voima F_{syl} , joka on noin 7,9 kN.



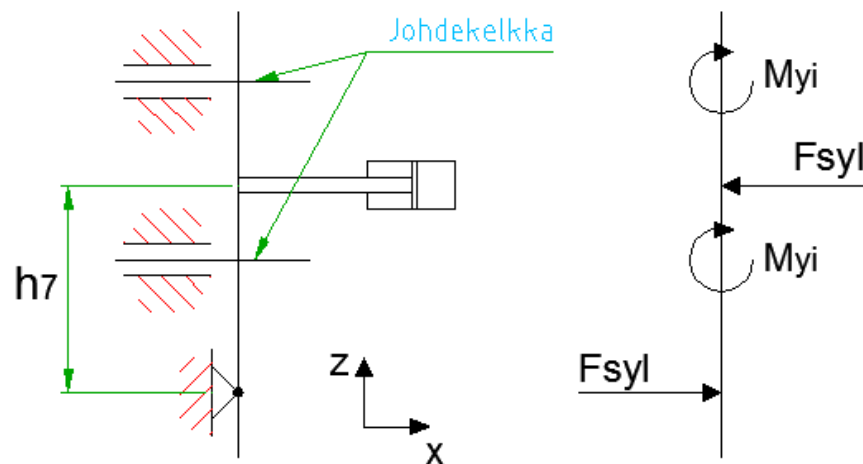
Kuva 7.9. Irtivedon johdekelkkojen momenttikuormitus.

Johteisiin voimaparista kohdistuva momentti M_{Pi} sylinterin työntäessä lasketaan kaavalla

$$M_{Pi} = F_{syl}h_6 \quad (65)$$

Laskennan perusteella johdekelkoille kohdistuva momentti on suuruudeltaan noin 870 Nm. Valitut Schneeberger MR W 35-B -rullajohdekelkat kestävät 2214 Nm suruisen vääntömomentin, joten kahdelle johdekelkalle varmuus on noin viisinkertainen.

Kelkoille kohdistuva y-akselia kiertävä momenttikuormitus M_{yi} muodostuu irtivetoa käyttävän sylinterin ja tukipisteeksi oletetun aihion kiinnityspisteen voimien muodostamasta voimaparista (kuva 7.10).



Kuva 7.10. Irtivedon johteiden kuormitukset.

Voimaparin aiheuttaman momentin suuruus ei riipu sijainnista ja se lasketaan kaavalla

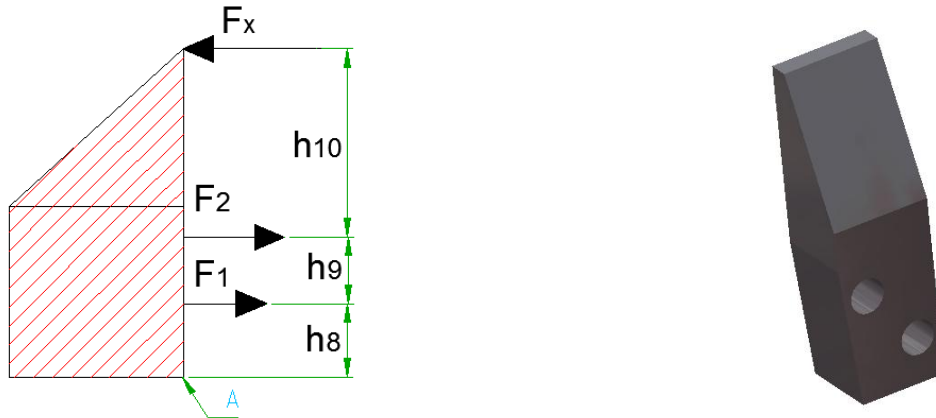
$$M_p = F_{syl} h_7 \quad (66)$$

Käyttämällä edellä laskettua sylinterivoimaa 7,9 kN momentiksi saadaan 2200 Nm. Tämä momentti jakautuu kahden johdekelkan kannettavaksi, joita kuvataan kuvassa 7.10 momenteilla M_{yi} . Valitut johdekelkat kestävät staattisen vääntömomentin 2214 Nm, joten kahdelle johdekelkalle varmuus on likimain kaksinkertainen. Todellisuudessa näin suurta irtivetoa vastustavaa voimaa ei yleensä ilmene, joten voidaan poikkeuksellisesti luottaa pienempään varmuuskertoimeen.

Johdekelkoille kohdistuva pystysuuntainen kuorma on noin 300 kg, joka aiheutuu kiinnittimeen rakenteesta. Tämä aiheuttaa noin 3000 newtonin pystysuuntaisen voiman neljälle kelkalle jaettuna. Voima on pieni verrattuna kelkkojen kestäväseen kuormitukseen, joka valituilla johteilla on noin 130 000 newtonin luokkaa.

7.3 Vastaleuan ja sen ruuvien mitoitus

Vastaleuan kiinnitysruuvit mitoitetaan suuntaa-antavasti käyttämällä hyväksi ruuveille annettua maksimikiinnitysvoimaa. Laskennassa jätetään huomioimatta ruuvien esikiri-tysvoima ja leukapalan muodonmuutokset. Kuvassa 7.11 on esitettyä kiinnittimen vas-taleuka ja siihen kohdistuvat voimat.



Kuva 7.11. Vastaleuan kiinnitysruuvien voimat.

Oletetaan vastaleuan kiertyvän kuormittaessa muotoaan muuttamatta tukipisteen A ympäri, jolloin siirtymät ruuvien kannalta muuttuvat lineaarisesti. Tällöin ruuveille kohdistuvat voimat saadaan kaavalla

$$F_1 = \frac{h_8}{h_8+h_9} F_2 \quad (67)$$

Lasketaan momentti pisteen A ympäri, jolloin saadaan

$$F_x(h_8 + h_9 + h_{10}) - F_2(h_9 + h_8) - F_1 h_8 = 0 \quad (68)$$

Sijoittamalla edelliseen voima F_1 , voidaan yhtälöstä ratkaista tuntematon voima F_2 , jolloin saadaan

$$F_2 = \frac{F_x(h_8+h_9+h_{10})}{(h_9+h_8)+h_8 \frac{h_8}{h_8+h_9}} \quad (69)$$

Kaavojen 69 ja 67 perusteella saadaan ratkaistua ruuveille kohdistuvat jännitysvoimat F_1 ja F_2 , joiden arvoiksi saadaan puristusvoimaa 12.25 kN käyttämällä: $F_1=13,6$ kN ja $F_2=31,2$ kN.

Vastaleuka kiinnitetään aluslevyyn kahdella M16 lujuusluokan 12.9 ruuvilla, jolloin sallitun ruuvien kireyden ja ulkoisen kuormituksen suhteet ovat

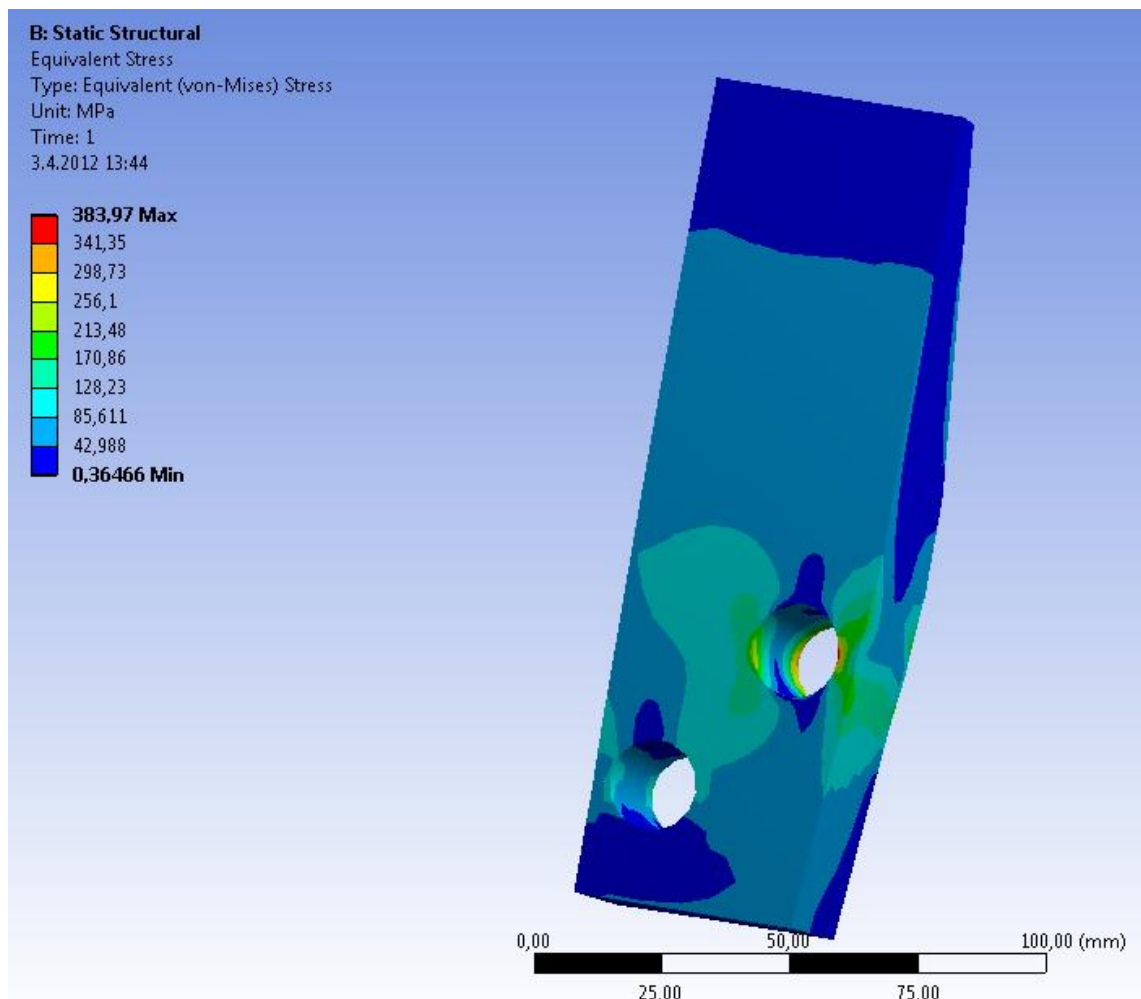
$$\frac{125\text{kN}}{7,5\text{kN}} \approx 9,2 \quad (70)$$

$$\frac{125\text{kN}}{31,2\text{kN}} \approx 4,0 \quad (71)$$

Ruuvit mitoitetaan siten, että valitulla ruuvilla saavutettavan kiristysvoiman suhde ruuviin kohdistuvaan kuormitukseen on vähintään 2,0. [37, s. 126–127]

Kiinnittimen vastaleualle suoritettiin kuormitustarkastelu käyttämällä Ansys FEM-laskentaohjelmaa. FEM-laskennassa ruuvien vaikutusta kuvattiin sijoittamalla niiden kantojen kokoiset pyöreät liikkumattomat tuet ruuvien kantoja kuvaamaan. Näihin tukipisteisiin kohdistuvat voimat sivupainajan sylinterin maksimivoimalla 12,25 kN osaa kuormittaessa olivat noin 41 kN ja 8 kN. Näitä vastaavat ruuvien sallitun kireyden ja ulkoisen kuormituksen suhteet ovat 3,0 ja 15,6, joten ruuvit kestävät. Nämä FEM-laskennalla saadut tulokset eroavat edellä yksinkertaistetulla laskennalla saatuihin tuloksiin verrattuna pääosin siksi, että siinä oletetaan leukapalan olevan täysin jäykkä.

Leukapalalle suoritettuna kuormitustarkastelun perusteella sivupainajan sylinterin maksimivoimalla 12,25 kN kuormittaessa suurin vetojännityksen arvo on noin 220 MPa ja se esiintyy ylemmän ruuvin reiän kohdalla. Kaikkein suurimpia lokaaleja reunoissa esiintyviä jännityshuippuja ei staattisessa mitoituksessa tarvitse ottaa huomioon, koska rakenteen paikallisesti joustuessa jännitys leviää kauemmaksi reunasta. Kiinnittimen vastaleuan jännitysjaakauma näkyy kuvassa 7.12.



Kuva 7.12. Kiinnittimen vastaleuan Von-Mises jännitykset

Rakenteen mitoituksessa käytetään varmuuslukua esimerkiksi kuormitusten arvioimisvirheiden, lujuuslaskennassa tehtyjen oletusten ja yksinkertaistusten sekä mate-

riaalien epähomogeenisuuden takia [38, s. 34]. Varmuus jännitykselle lasketaan kaavalla

$$n = \frac{R_e}{\sigma_k} \quad (72)$$

jossa R_e on myötöraja ja σ_k on kappaleessa esiintyvä kuormitus. Myötölujuudella R_e tarkoitetaan sitä arvoa, jolla koesauvassa staattisessa vetokokeessa materiaalilla alkaa tapahtua merkittävää plastista muodonmuutosta.

Kiinnittimen vastaleuan materiaaliksi valitaan 20MnCr5, jonka myötölujuus SFS 510 -standardin mukaan on 540 MPa. Sijoittamalla tämä ja suurin vetojännityksen arvo kaavaan 72 varmuudeksi saadaan 2,4. Varmuus on sitä luokkaa, että voidaan olettaa kiinnittimen leukapalan kestävän sille kohdistuvaa kuormitusta rikkoontumatta. Lisäksi otetaan huomioon, että pitkäaikaisessa rasituksessa rikkoutunut ja kulunut leukapala on helposti vaihdettavissa.

8 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tämän työn tarkoituksena oli tutkia ja kehittää Plantool Oy:n sahamallistoa. Kehittämisen kohteeksi valittiin QCS 1/15 HF pyörösaha, jossa pääpaino oli uuden syöttölaitteen ja kiinnittimen kehittämisessä. Tässä työssä ehdotettujen muutosten avulla sahalta voidaan katkaista 130 mm pyörötankoja entisen sahan 70 mm sijaan. Lisäksi pidempi syöttölaite mahdollistaa nopeamman toiminnan ja kiinnittimeen lisätyllä irtivedolla pystytään parantamaan terän kestoikää. Uuden rakenteen suunnittelussa pyrittiin myös kiinnittämään enemmän huomiota sahan valmistuskustannuksiin ja valmistettavuuteen.

Suunnittelussa sovellettiin valmistus- ja kokoonpanolähtöisen suunnittelun periaatteita sekä Pahl & Beitzin systemaattista tuotekehitysmenetelmää. Näiden lisäksi painotettiin sahan modulaarista rakennetta ja sitä kautta laajan tuotevarioinnin mahdollistamista. Sahan syöttölaitteen optimaalista suunnittelua varten luotiin laskentamalli, jolla simuloitiin sahan toimintaa läpimenoaikojen näkökulmasta. Simuloinnin tuloksien avulla saatiin tärkeää tietoa sahan eri toimintojen nopeuksien vaikutuksista tuottavuuteen. Näitä tietoja käytettiin hyväksi etenkin syöttölaitteen suunnittelussa.

Simuloinnin perusteella voidaan sanoa, että lyhyitä kappaleita katkottaessa syöttölaitteen pituudella ja pihdin maksimiliikenopeudella ei ole suurta merkitystä sahan tuotantokykyyn. Lyhyillä syöttöliikkeillä merkittävimmäksi ominaisuudeksi nousee pihdin kiihtyvyys. Pitkiä ja varsinkin syöttölaitteen iskua pidempiä kappaleita sahattaessa syöttölaitteen pituuden merkitys läpimenoaikojen osalta korostuu. Tällöin myös syöttölaitteen maksimiliikenopeus vaikuttaa selvemmin läpimenoaikoihin. Kiihtyvyyden vaikutus taas vähenee pitkillä syöttöliikkeillä, koska syöttölaite liikkuu suurimman osan syöttöliikkeeseen kuluva ajasta tasaisella maksiminopeudella. Simuloinnin tuloksia voidaan pitää varsin luotettavina, vaikkakin joissakin kohdissa mallin laskentaa yksinkertaistettiin.

Sahan syöttölaiteessa päädyttiin edellisessä sahamallissa käytetyn pihtisyöttölaitteen kaltaiseen rakenteeseen, johon tehtiin kuitenkin selkeitä muutoksia edelliseen versioon verrattuna. Uuden syöttölaitteen liikkuvien leukojen runkorakennetta muutettiin kestävämmän paremmin suurista aihioista aiheutuvia kuormituksia. Rakenteen perimmäisenä ideana oli saada leukapuoliskoja tukevat lineaarijohdekelkat kauemmaksi toisistaan, jolloin rakenne on jäykempi siihen kohdistuvia momentteja vastaan. Plantoolin edellisissä sahojen syöttölaiteissa on käytetty kuularuuvilla toimivaa syöttölaitetta. Uuden syöttölaitteen kehityksen myötä myös hammastankokäyttöinen syöttölaite osoittautui käyttökelpoiseksi. Varsinkin yli kahden metrin iskun omaavien syöttölaiteiden lineaarikäyttöksi on syytä harkita hammastankokäyttöä.

Kiinnittimessä noudatettiin pääpiirteittäin edellisen sahamallin kiinnitinratkaisua. Parannuksia kiinnittimeen tehtiin lisäämällä siihen irtiveto ja jyrkentämällä terän jälkeistä luiskaa, jota pitkin aihioista katkaistut kappaleet valuvat pois sahalta. Kiinnittimen irtiveto toteutettiin terän molemmin puolin liikkuvien kiinnitinpuoliskojen eriävällä liikkeellä, joka saatiin aikaan runkopuoliskon sivulle sijoitetulla hydraulisyliinterillä.

Työn tuloksena kiinnittimestä ja syöttölaitteesta saatiin luodut 3D-mallit. Näiden mallien lopullinen viimeistely ja valmistukseen tarvittavien työkuvioiden piirtäminen jätetään diplomityön rajauksen ulkopuolelle. Samoin syöttölaitteen lineaariliikkeen toteutus suunnitellaan myöhemmässä vaiheessa tarjouskyselyjen perusteella.

Syöttölaitteen puoleinen aihioa terästä kauemmaksi vetävä liike voitaisiin toteuttaa myös käyttämällä hyväksi pihtisyöttölaitetta. Tällä periaatteella kiinnittimen rakenne on mahdollista toteuttaa yksinkertaisemmin, koska vain kiinnittimen toinen puoli täytyy saada liikkuvaksi. Lisäksi kiinnittimen rakennetta olisi mahdollista kehittää halvemmaksi korvaamalla kalliit blokisyliinterit standardisyliintereillä ja muuttamalla mekanisme sylinterien plus-liikettä hyväksikäyttäväksi. Syöttölaitteen pihdin hydraulikan ja johteiden mitoituksessa merkittävämmäksi voimaksi ilmeni aihion suoristamiseksi tarvittava voima. Tästä syystä isoja aihioita käytettäessä suoristaminen olisi järkevämpää toteuttaa syöttöpöytään tai syöttölaitteen takaosaan asennetulla erillisellä suoristavalla mekanismilla, jolloin pihti voitaisiin mitoittaa kevyemmäksi.

Syöttölaitteeseen ja kiinnittimeen tehtyjen muutosten lisäksi sahaa olisi syytä parantaa uudella terän ja sitä pyörittävän moottorin välisellä vaihdelaatikolla. Nykyisen vaihdelaatikon ongelmana on sen suuri koko, joka pakottaa käyttämään huomattavan suurella säteellä olevia teriä. Vaihdelaatikon suunnittelu kuitenkin jätetään myöhemmän sahaversion.

LÄHTEET

- [1] Ryti, H., Olkkonen, T. Tekniikan käsikirja 10. 8. painos. Jyväskylä 1975, Gummerus. 366 s.
- [2] Ryti, H., Lapinleimu, I. Tekniikan käsikirja 9. 8. painos. Jyväskylä 1974, Gummerus. 566 s.
- [3] Krar, S., Check, A. Technology of machine tools. 5th ed., New York 1998, Glencoe/McGraw-Hill. 867 p.
- [4] Plantool Oy. Plantool - kokonaispalvelua tuotteista käyttöön asti [WWW]. [Viitattu: 21.02.2010.] Saatavissa: www.plantool.fi.
- [5] Ryti, H., Tuomaala, J. Tekniikan käsikirja 7. 8. painos. Jyväskylä 1972, Gummerus. 688 s.
- [6] Kalpakjian, S. Manufacturing engineering and technology. 3rd ed., Reading, Massachusetts 1995, Addison-Wesley Publishing Company. 1271 p.
- [7] Kenneth Crow. DRM Associates. Design for Manufacturability [WWW]. [Viitattu: 29.02.2012.] Saatavissa: <http://www.npd-solutions.com/dfm.html>.
- [8] Lempiäinen, J., Savolainen, J. Hyvin suunniteltu - puoliksi valmistettu. 1. painos. Helsinki 2003, Suomen robotiikkayhdistys Ry. 180 s.
- [9] Poli, C. Design for manufacturing: A structured approach. Boston 2001, Butterworth-Heinemann. 375 p.
- [10] Kenneth Crow. DRM Associates. Design for Manufacturability / Assembly Guidelines [WWW]. [Viitattu: 29.02.2012.] Saatavissa: <http://www.npd-solutions.com/dfmguidelines.html>.
- [11] Juhola, J., Välimaa, K. Tuotevarioinnista kilpakykyä - tarjouksesta toimitukseen. Helsinki 1997, Metalliteollisuuden keskusliitto, MET. 80 s.
- [12] Colin de Kwant. Collaborative conceptual design. Proceedings from the 2nd seminar on Development of Modular Products, Borlänge, 13-14.12.2004. Dalarna, Sweden 2004. Dalarna University. pp. 37-42.
- [13] Jolula, J., Pärssinen, J. Tuotannon ja logistiikan simulointi. Tampere 2005, SW-Development Oy. 29 s.
- [14] Dantzig, J., Tucker, C. Modeling in materials processing. Cambridge 2001, Cambridge University Press. 363 p.
- [15] Pahl, G., Beitz, W. Koneensuunnitteluoppi. 2. painos. Porvoo 1990, Metalliteollisuuden keskusliitto MET. 608 s.

- [16] Airila, M. Mekatroniikka. 4. painos. Espoo 1996, Otatieto Oy. 367 s.
- [17] Bell, P. Mechanical power transmission. Basingstoke Hampshire UK 1971, Macmillan. 158 p.
- [18] Huolila, M., Nyberg, T. Mekatroniikka 1990. Espoo 1990, Teknillinen korkeakoulu. 222 s.
- [19] Kiviaho, E. Sähköiset lineaarimoottorit. Tutkielma. Tampere . Tampereen teknillinen yliopisto. 18 p.
- [20] A. Hace, K. Jezernik and A. Sabanovic. SMC with Disturbance Observer for a Linear Belt-Drive. ISIE 2005, 20-23.06.2005. IEEE Transactions on Industrial Electronics 2005. pp. 1641-1646.
- [21] A. S. Kulkarni and M. A. El-Sharkawi. Intelligent precision position control of elastic drive systems. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2001. pp. 26-31.
- [22] Orthweim, W. Machine component design. St. Paul 1990, West Publishing Company. 999 p.
- [23] Airila, M., Karjalainen, J., Mantovaara, U., Nurmi, L. Koneenosien suunnittelu 3. tehonsiirto. Porvoo 1985, WSOY. 512 s.
- [24] Ellman, A., Hautanen, j. Pneumatiikka. Helsinki 2002, Edita Publishing Oy. 189 s.
- [25] Airila, M. Akselit ja akseleiden liittäminen. Koneenosien suunnittelu. 3. painos. Porvoo 2001, WS Bookwell Oy. 332 s.
- [26] Inc Creative Motion Control. Better Performance, Lower TCO [WWW]. [Viitattu: 13.03.2012.] Saatavissa: <http://www.creativemotioncontrol.com/replacing-alternate-technologies/>.
- [27] Bauer, H., Dietsche, K. Autoteknillinen taskukirja. 6. painos. Jyväskylä 2003, Gummerus. 1019 s.
- [28] Rush Gears inc. Technical Information About Worm Gears [WWW]. [Viitattu: 27.03.2012.] Saatavissa: http://www.rushgears.com/Gear_Types/wormGears.php.
- [29] Alciatore, D., Hestand, M. Introduction to mechatronics and measurement systems. 3rd ed., New York 2007, McGraw-Hill. 509 p.
- [30] Matt Pelletier. Servo Motor Sizing Concepts, Yaskawa Electric America [WWW]. [Viitattu: 30.03.2012.] Saatavissa: [http://www.yaskawa.com/site/dmservo.nsf/link2/NKOE-7TKLD2/\\$file/PR.DN.01.pdf](http://www.yaskawa.com/site/dmservo.nsf/link2/NKOE-7TKLD2/$file/PR.DN.01.pdf).

- [31] SEW Eurodrive Käyttötekniikka - käytännön sovelluksia - osa 1. 6. painos. 1998, SEW Eurodrive. 124 s.
- [32] Hiwin Linear guideway, technical information. Taiwan 2008, Hiwin.
- [33] The Engineering ToolBox. Friction and Coefficients of Friction [WWW]. [Viitattu: 29.03.2012.] Saatavissa: http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html.
- [34] EngineerStudent.co.uk. Pneumatics Vs Hydraulics, The pros and cons of each system [WWW]. [Viitattu: 02.08.2012.] Saatavissa: http://www.engineerstudent.co.uk/pneumatics_vs_hydraulics.html.
- [35] Rosendahl, S. Movetec Oy. VS: Lineaarijohteet - mitoitus, Sähköpostiviesti tekijälle 18.01.2012.
- [36] THK CO., LTD. Caged Roller LM Guide Model SRG/SRN. Catalog No.270-11E ed., Tokyo, Japan 2009, 28 p.
- [37] Tuomaala, J. Koneensunnitteluoppi, luentomateriaali. Oulu 1994, Oulun yliopisto, Koneensuunnittelun laboratorio. 582 s.
- [38] Kivioja, S. Konetekniikka. 7. painos. Helsinki 2009, Otatieto. 188 s.

LIITE 1: Sahausaikojen laskentaa

Syötettävät arvot Kommentit

Määritellään funktioita: $v := \frac{m}{s}$ $t := s$ $s_{liik} := 1m$ Maksiminopeus, kiihdytysaika, liikematka

Kiihtyvyyshidastuvuus $a(t_1, v) := \frac{v}{t_1}$ ajan suhteen

Käytetään tasaista kiihtyvyyttä

Kiihdytys/jarrutusmatka $s_{kiihd}(t_1, t, v) := \frac{1}{2} \cdot a(t_1, v) \cdot t^2$

Kiihdytys/jarrutusaika $T_{kiihd}(v, t_1, s_{liik}) := \begin{cases} \sqrt{\frac{s_{liik}}{a(t_1, v)}} & \text{if } \sqrt{\frac{s_{liik}}{a(t_1, v)}} < t_1 \\ t_1 & \text{otherwise} \end{cases}$

Jos kelkka kulkee kiihtyessään annettua kiihdytysaikaa lyhyemmässä ajassa määrätyn liikematkan, niin tällöin se ei ehdi kiihtyä täysille

Tasaisella vauhdilla liikkumisen osuus $T_{tas}(s_{liik}, t_1, v) := \frac{s_{liik} - \frac{1}{2} \cdot a(t_1, v) \cdot t_1^2}{v}$

$T_{tas}(s_{liik}, t_1, v) := \begin{cases} T_{tas}(s_{liik}, t_1, v) & \text{if } a(t_1, v) \cdot t_1^2 < s_{liik} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$

Tasaisella vauhdilla liikuttu matka saa vain positiivisia arvoja, muulloin arvon 0

$T(v, t_1, s_{liik}) := \begin{cases} 2 \sqrt{\frac{s_{liik}}{a(t_1, v)}} & \text{if } a(t_1, v) \cdot t_1^2 > s_{liik} \\ 2 \sqrt{\frac{1}{2} \cdot v \cdot t_1} + T_{tas}(s_{liik}, t_1, v) & \text{otherwise} \end{cases}$

Jos kelkka saavuttaa halutun liikematkan kiihdytyksen ja jarrutuksen aikana, niin liikeaika määräytyy pelkään kiihdytysajan ja hidastusajan perusteella. Laskennassa kiihdytys- ja jarrutusajat ovat samat

Muulloin osa matkasta kuljetaan tasaisella nopeudella. Tällöin liikeaika määräytyy kiihdykseen ja jarrutukseen kuluvan ajan lisäksi tasaisella nopeudella liikuttavasta ajasta

Otteenvaihto

$n_{otteet}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot}) := \begin{cases} \frac{L_{kpl} + L_{terä}}{s_{tot}} & \text{if } L_{kpl} + L_{terä} > s_{tot} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$

Aluksi kelkka liikkuu täyden iskun matkan, n_{otteet} kertaa. sen jälkeen vielä riittävän matkan halutun pituisen kappaleen sahaamiseksi

$n_{otokset}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot}) := \begin{cases} \text{trunc}(n_{otteet}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot})) - 1 & \text{if } (\text{trunc}(n_{otteet}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot}))) \cdot s_{tot} = L_{kpl} + L_{terä} \\ \text{trunc}(n_{otteet}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot})) & \text{otherwise} \end{cases}$

Jos sahattava kappale on n kertaa pihtisyötön pituus. otteita otetaan 1 vähemmän, jotta viimeiseksi noutoliikkeeksi jää sahaus

Viimeisen noutoliikkeen matka:

$s_{liik2}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot}) := \begin{cases} s_{tot} & \text{if } (n_{otteet}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot})) \cdot s_{tot} = L_{kpl} + L_{terä} \\ \lceil L_{kpl} + L_{terä} - s_{tot} \cdot (n_{otteet}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot})) \rceil & \text{otherwise} \end{cases}$

$s_{tot} := 1000mm$

Syöttölaitteen iskun pituus

$v_1 := 1 \frac{m}{s}$

Syöttöliikkeen nopeus

$t_1 := 0.5s$

Syöttöliikkeen kiihdytysaika

$v_2 := 2 \frac{m}{s}$

Paluuliikkeen nopeus

$t_2 := 1s$

Paluuliikkeen kiihdytysaika

$t_{leu} := 1.5s$

Kiinnittimen leukojen avautumis/sulkeutumisaika

$t_{pih} := 1s$

Syöttölaitteen pihdin leukojen avautumis/sulkeutumisaika

$t_{sah} := 1.01s$

Katkaisuaika

$t_{aih.tuonti} := 3s$

Uuden aihion tuontiin syöttölaitteelle kuluva aika

$L_{aihio} := 6m$

Sahattavan aihion pituus

$L_{kpl} := 1100mm$

Sahattujen kappaleiden pituus

$L_{huk} := 2cm$

Puhdistussahauksessa katkaistun hukkapalan pituus

$L_{terä} := 1mm$

Sahan terän leveys

käyttöaika := 8hr

Käyttöaika, jona sahan tuottamaa valmiiden kappaleiden määrää tutkitaan

Aihiosta saadaan valmiita kappaleita

L_{huk} on puhdistussahauksessa hukkaan menevä materiaali

$$n_{valmiit}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl}) := \begin{cases} \text{trunc}\left(\frac{L_{aihio} - L_{huk} - 200\text{mm}}{L_{terä} + L_{kpl}}\right) & \text{if } L_{aihio} - \text{trunc}\left(\frac{L_{aihio} - L_{huk}}{L_{terä} + L_{kpl}}\right) \cdot (L_{terä} + L_{kpl}) - L_{terä} < 200\text{mm} \\ \text{trunc}\left(\frac{L_{aihio} - L_{huk}}{L_{terä} + L_{kpl}}\right) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Oletetaan, että viimeisen kappaleen täytyy olla vähintään 200mm pitkä, jotta syöttölaite pystyy sen kuljettamaan

Hukkaan menevä materiaali:

Jättöpala: **Jättöpala koostuu aihiion loppuun jäävästä, jota saha ei pysty käyttämään hyödyksi**

$$L_{jättö}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl}) := L_{aihio} - n_{valmiit}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl}) \cdot (L_{kpl} + L_{terä}) - L_{terä} - L_{huk}$$

Sahauksessa lastuksi muuttunut osuus:

$$L_{sahaus}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{kpl}, L_{terä}) := (n_{valmiit}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl}) + 1) \cdot L_{terä}$$

Kokonaisuudessa hukkaan mennyt materiaali:

$$L_{hukka}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{kpl}, L_{terä}) := L_{jättö}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl}) \cdots + L_{sahaus}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{kpl}, L_{terä}) + L_{huk}$$

Aikojen laskentaa:

Onko ratkaisevana aikana sahausaika vai pihntisyöttölaitteen paluu aika?

$$T_{isompi}(v_2, t_2, L_{kpl}, L_{terä}, t_{pih}, s_{tot}, t_{sah}) := \begin{cases} \max(t_{pih} + T(v_2, t_2, s_{iik2}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot}), t_{sah})) & \text{if } s_{tot} < L_{kpl} + L_{terä} \\ \max\left[\left[t_{pih} + T\left(v_2, t_2, \text{trunc}\left(\frac{s_{tot}}{L_{kpl} + L_{terä}}\right) \cdot (L_{kpl} + L_{terä}) \right), t_{sah} \right] \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

Pihntisyöttölaite palaa pihntisyöttölaitteen iskua pidempiä kappaleita sahattaessa viimeisen syöttöliikkeen pituisen matkan alkuasentoonsa

Pihntisyöttölaite palaa pihntisyöttölaitteen iskua lyhempiä kappaleita sahattaessa yhden iskun pituuden aikana tehtyjen syöttöliikkeiden yhteenlasketun matkan

Työkappaleen tuonti sahalle ja puhdistussahaus

$$T_{puhdistussahaus}(v_1, v_2, t_1, t_2, L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot}, t_{pih}, t_{leu}, t_{sah}, L_{huk}) := t_{pih} + T(v_1, t_1, s_{tot}) + t_{leu} \cdots + T_{isompi}(v_2, t_2, L_{huk}, L_{terä}, t_{pih}, s_{tot}, t_{sah})$$

Jätepalan jälkeen pihti palaa valmiiksi taka-asentoon noutoa varten

$$T_{otteen_vaihto}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot}, v_1, v_2, t_1, t_2, t_{leu}, t_{pih}) := (n_{otteet}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot})) \cdot \left(t_{pih} + t_{leu} + T(v_1, t_1, s_{tot}) \cdots + t_{leu} + t_{pih} + T(v_2, t_2, s_{tot}) \right)$$

Otteenvaihdon jälkeen pihti palaa valmiiksi taka-asentoon viimeistä noutoa varten

Kuinka monta kappaletta saadaan sahattua yhden pihtisyötön iskun aikana:

$$n_{is.kpl} := \text{trunc}\left(\frac{s_{tot}}{L_{kpl} + L_{terä}}\right)$$

Yhden kappaleen sahaamiseen kuluva aika:

Yksi katkaisuaika vähennetään, koska viimeisen katkaisun aikana pihtisyöttölaite palaa alkuun ottamaan uuden otteen

$$T_{kpl_sahaus}(L_{kpl}, L_{terä}, v_1, v_2, t_1, t_2, t_{pih}, t_{sah}, s_{tot}) := \left[\frac{t_{pih} + \text{trunc}\left(\frac{s_{tot}}{L_{kpl} + L_{terä}}\right) \cdot [t_{leu} + T[v_1, t_1, (L_{kpl} + L_{terä})] + t_{leu} + t_{sah}] - t_{sah} + T_{isompi}[v_2, t_2, \left(\text{trunc}\left(\frac{s_{tot}}{L_{kpl} + L_{terä}}\right) \cdot L_{kpl}\right), L_{terä}, t_{pih}, s_{tot}, t_{sah}]}{\text{trunc}\left(\frac{s_{tot}}{L_{kpl} + L_{terä}}\right)} \right] \text{ if } \text{trunc}\left(\frac{s_{tot}}{L_{kpl} + L_{terä}}\right) > 1$$

$$\left(\begin{array}{l} T_{otteen_vaihto}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot}, v_1, v_2, t_1, t_2, t_{leu}, t_{pih}) \dots \\ + t_{pih} + t_{leu} + T(v_1, t_1, s_{liik2}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot})) + t_{leu} \dots \\ + T_{isompi}(v_2, t_2, s_{liik2}(L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot}), L_{terä}, t_{pih}, s_{tot}, t_{sah}) \end{array} \right) \text{ otherwise}$$

Käytännössä ahiosta viimeisten syöttölaiteita lyhyempien kappaleiden sahausessa syöttölaite ei palaa takimmaiseen asentoonsa asti, jolloin syöttöaika on laskentaa hitaampi. Tämän vaikutus suuntaa-antavaan laskentaan on kuitenkin olemattoman pieni, joten sitä ei laskennan monimutkaistumisen vuoksi oteta huomioon.

Jätekappaleen poistoon kuluva aika:

(poistetaan jos jätekappale yli 40cm pitkä)

$$T_{jätepoisto}(v_1, v_2, t_1, t_2, s_{tot}, t_{pih}, t_{leu}, t_{sah}, L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl}) := \left[\begin{array}{l} T_{otteen_vaihto}\left(\left(L_{jättö}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl})\right), L_{terä}, s_{tot}, v_1, v_2, t_1, t_2, t_{leu}, t_{pih}\right) \dots \\ + t_{pih} + t_{leu} + T(v_1, t_1, s_{liik2}(L_{jättö}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl}), L_{terä}, s_{tot})) + t_{pih} + T(v_2, t_2, s_{tot}) \end{array} \right] \text{ if } L_{jättö}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl}) \geq s_{tot}$$

$$\left[\begin{array}{l} t_{sah} - T_{isompi}\left[v_2, t_2, \left(\text{trunc}\left(\frac{s_{tot}}{L_{kpl} + L_{terä}}\right) \cdot L_{kpl}\right), L_{terä}, t_{pih}, s_{tot}, t_{sah}\right] + t_{leu} \dots \\ + T\left[v_1, t_1, \left(s_{tot} - \text{trunc}\left(\frac{s_{tot}}{L_{kpl} + L_{terä}}\right) \cdot L_{kpl}\right)\right] + T(v_2, t_2, s_{tot}) \end{array} \right] \text{ if } s_{tot} > L_{jättö}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl}) \geq 40\text{cm}$$

$$0 \text{ otherwise}$$

Jätepalalle ei tehdä erikseen jätepalaa poistavaa syöttöliikettä, jos se on alle 40cm pitkä. Tällöin jätepala poistuu kun sitä tönäistään seuraavalla ahiolla

Yhden aihion sahauskeskeen kulunut aika:

$$T_{prosessi}(v_1, v_2, t_1, t_2, s_{tot}, t_{pih}, t_{leu}, t_{sah}, L_{kpl}, L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, t_{aih.tuonti}) := t_{aih.tuonti} + T_{puhdistussahaus}(v_1, v_2, t_1, t_2, L_{kpl}, L_{terä}, s_{tot}, t_{pih}, t_{leu}, t_{sah}, L_{huk}) \dots$$

$$+ n_{valmiit}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl}) \cdot T_{kpl_sahaus}(L_{kpl}, L_{terä}, v_1, v_2, t_1, t_2, t_{pih}, t_{sah}, s_{tot}) \dots$$

$$+ T_{jätepoisto}(v_1, v_2, t_1, t_2, s_{tot}, t_{pih}, t_{leu}, t_{sah}, L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl})$$

Koko aihion sahauskeskeen aika. Sahauskeskeen lopuksi pihtisyöttölaite kelkka palaa taka-asentoon, jossa se on valmiina tarttumaan seuraavaan työkappaleeseen

Aihion katkomisen koostuu:
-Aihion tuonnista
-Puhdistussahauksesta
-Itse kappaleiden sahauskeskestä
-Jätekappaleen poistosta sahalla

Kuinka monta valmiista kappaletta pystytään sahaamaan tietyn ajan sisällä

Valmiisiin paloihin katkottujen ahioiden määrä:

$$n_{valmiit}(v_1, v_2, t_1, t_2, s_{tot}, t_{pih}, t_{leu}, t_{sah}, L_{kpl}, L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, t_{aih.tuonti}, \text{käyttöaika}) := \frac{\text{käyttöaika} \cdot n_{valmiit}(L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, L_{kpl})}{T_{prosessi}(v_1, v_2, t_1, t_2, s_{tot}, t_{pih}, t_{leu}, t_{sah}, L_{kpl}, L_{aihio}, L_{huk}, L_{terä}, t_{aih.tuonti})}$$