

PUUVIILUARKKIEN KIIHDYTTÄMINEN SERVOTEKNIIKALLA

LAHDEN AMMATTIKORKEAKOULU
Kone- ja tuotantotekniikka
Mekatroniikka
Opinnäytetyö
Kevät 2007
Tapani Tammelin

Lahden ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikka

Tapani Tammelin: Puuviiluarkkien kiihdyttäminen servotekniikalla

Mekatroniikan opinnäytetyö, 56 sivua, 14 liitesivua

Kevät 2007

TIIVISTELMÄ

Tämä opinnäytetyö liittyy Raute Oyj:n valmistamaan viilun leikkaus- ja pinkkauslinjaan. Tehtävänä oli suunnitella puuviilun kiihdytyslaitteisto, joka liitettäisiin leikkauslaitteiston ja pinkkauslaitteiston kuljettimien väliin.

Viilunkiihdyttimen suunnittelu sisälsi geometrisen suunnittelun eri tuotemitoille, mekaaniset mitoitusvoimille, käyttöjen, sähkölaitteiden ja anturoinnin suunnittelun sekä niiden valinnan. Työ vaati siis paljon intensiivistä suunnittelua ja opiskelua samalla servotekniikasta ja suunnittelutyöstä.

Laitteiston periaatteena on kiihdyttää viilu sopivalle nopeudelle ilman, että viilu joutuu olemaan kahdella eri nopeuksisella kuljettimella yhtä aikaa. Suunnittelun tuloksena piti syntyä erilaisille tuotemitoille soveltuva tai muuntuva edullinen ja kompaktin kokoinen kiihdytyslaitteisto.

Suunnittelun aloitus tapahtui määrittämällä sopivat mitat laitteistolle viilun tulo- ja nopeuksien ja eri arkkikokojen avulla. Seuraava vaihe oli hahmotella ja piirtää mallit laitteistosta 3D-ohjelmalla sekä CAD:lla. Tämän jälkeen vuorossa oli käyttölaitteiden ja muiden laitteistokomponenttien mitoitus ja valintaa. Laitteiston komponentit mitoitin sekä käsin laskemalla että eri komponenttivalmistajien mitoitusohjelmilla, jotka helpottivat paljon laskemista sekä komponenttien valintaprosessia.

Lopputuloksena syntyi kohtalaisen kompakti ja optimoitu kiihdytinlaitteisto jakolaitteineen. Laitteisto koostuu kahdesta päällekkäisestä kiihdytinkuljettimesta ja jakolaitteesta, joka jakaa vuorotellen viiluja kiihdytettäväksi. Laitteiston liikkeenohjaus on toteutettu servotekniikalla. Molemmille kiihdyttimille on omat AC-servomoottorit sekä anturointi, joilta saadaan käskyt ajoramppien suorittamiseen sekä viilun seuraamiseen. Kaikki tarvittavat komponentit siis määritettiin ja laskettiin applikaatioon sopiviksi. Prototyypin valmistus saattaa olla tulevaisuudessa mahdollista, jos suunnittelutyö havaitaan toteutuskelpoiseksi.

Asiasanat: puuviilu, kiihdytys, suunnittelu, mitoitus, hihnakuljetin, servotekniikka

Lahti Polytechnics
Mechanical and Production Engineering

Tapani Tammelin: Accelerating veneer sheet with servo technique

Bachelor's Thesis Of Mechatronics, 56 pages, 14 appendices

Spring 2007

ABSTRACT THESIS

This study was made for Raute Oyj in Nastola, which is a leading company in manufacturing of industrial veneer machines. The objective of the study was to draft and design a device for accelerating veneer sheets to correct speed.

There was a real need for an accelerator because some veneer sheets easily get broken as a result of being simultaneously in two conveyors with different speeds. Therefore, the purpose was to design a veneer sheet accelerator between those conveyors. First, in the designing work all geometrical measurements were calculated. Also, all effective forces were defined for the application at the beginning.

After that sketches and 3D-models were made of different types of solutions for the sheet acceleration problem. Next step in the designing process was to measure and choose the right components for the sheet divider and the sheet accelerator. Using servo manufacturers measuring programs facilitated the selection of a servomotor and servo system.

The result of the study was designs and drawings for a relatively compact device with an optimized servo system. The designs for the accelerator systems consist of measured and selected mechanical and electrical components. Based on this study it is possible to manufacture a prototype of a sheet accelerator in the future.

Key words: veneer, designing, conveyor, servo technique, acceleration

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	1
1.1	Yrityksen esittely	1
1.2	Opinnäytetyön lähtökohdat ja tavoite	4
2	SERVOTEKNIikka JA SERVOMOOTTORIT	6
2.1	Yleistä servotekniikasta	6
2.2	Servojärjestelmä	7
2.2.1	Servomoottorit	9
2.2.2	Servovahvistimet	11
2.2.3	Servojärjestelmän anturointi	13
3	SUUNNITTELUN ALOITUS	14
3.1	Lähtötiedot	14
3.2	Laitteessa käytettävät teknologiat	15
3.3	Geometrinen mitoitus	15
4	ARKKIKIIHDYTTIMEN TOIMINTA	18
4.1	Toimintakuvaus	18
4.2	Vuokaavio	19
5	JAKOLAITTEISTO	20
5.1	Mekaniikan mitoittaminen ja suunnittelu	20
5.2	Rakenne ja materiaalit	21
5.3	Komponenttien valinta ja mitoitus	22
5.3.1	Laakerointi	22
5.3.2	Sylinterit	23
6	KIIHDYTINKULJETTIMET	26
6.1	Suunnittelu ja mekaaninen rakenne	26
6.2	Toimilaitteet	28
6.2.1	Voimansiirto	28
6.2.2	Akselit ja kuljettimien hihnapyörät	30

6.2.3	Laakerointi	31
6.3	Kuljetin hinnat	32
6.3.1	Suunnittelu ja mitoitus	32
6.3.2	Hihnatyypit	32
7	SERVOMOOTTORIEN MITOITUS JA VALINTA	34
7.1	Yleistä servomoottorien mitoituksessa	34
7.2	Moottorilta vaadittavien arvojen laskenta	34
7.3	Servojärjestelmän ohjelmallinen mitoitus	37
8	LIIKKEENOHJAUS JA SERVOLAITTEISTO	41
9	ANTUROINTI	44
9.1	Antureiden valinta	44
9.2	Anturoinnin sijoittelu ja toiminta	44
10	KÄYTETYT OHJELMISTOT JA VÄLINEET	45
11	YHTEENVETO	46
	LÄHTEET	48
	LIITTEET	50

LASKUISSA KÄYTETYT TUNNUKSET JA SUUREET

S	= matka (m)
v	= nopeus (m/s)
t	= aika (s)
a	= kiihtyvyys (m/s ²)
g	= putoamiskiihtyvyys (9,81 m/s ²)
F	= voima (Nm)
m	= massa (Kg)
M	= vääntömomentti (Nm)
n	= kierrosnopeus (r/min, 1/s)
d	= halkaisija (mm, m)
P	= paine (bar)
A	= pinta-ala (m ²)
r	= säde (mm)
E	= kimmomoduli (teräs)
L	= sylinterin iskunpituus (m)
F _{sall}	= suurin sallittu voima (N)

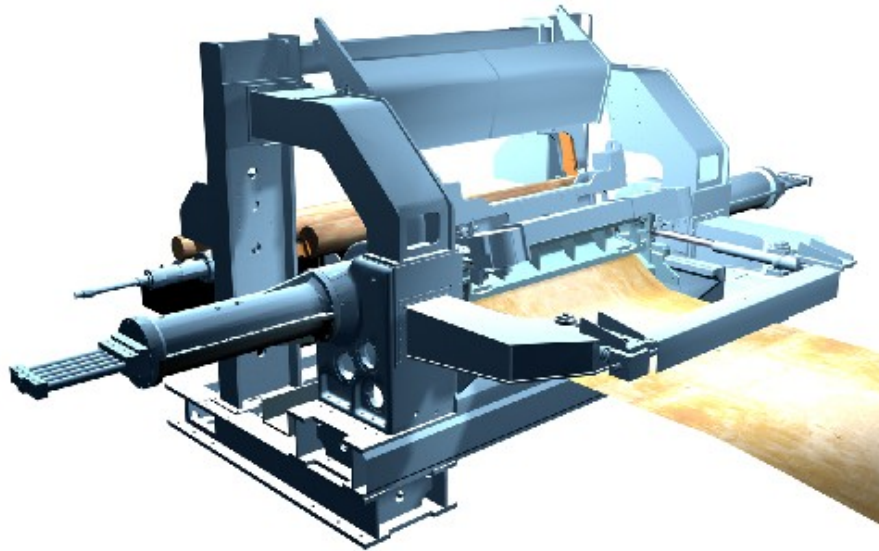
1 JOHDANTO

1.1 Yrityksen esittely

Raute Oyj perustettiin vuonna 1908 Lahden Rauta- ja Metalliteollisuustehtaan nimellä, jolloin sen päätuotteita olivat sisävesilaivat, höyrykattilat ja -koneet sekä huonekalut ja vaa'at. Vanerikoneita Raute alkoi valmistaa vuodesta 1930 eteenpäin. Maailmansotien aikana Raute keskittyi sotatarviketeollisuuteen. Vuosina 1944 - 1952 yhtiö toimitti noin 1200 konetta sotakorvauksina Neuvostoliittoon. Vaakaosasto erotettiin Lahden Vaaka -nimiseksi tehtaaksi. 1960-luvulla valmistui Nastolan tehdas. Neuvostoliitto oli tärkein markkina-alue 1980-luvulle asti, jolloin myös Raute hankki tytäryhtiön Kanadasta. Konsulttiyhtiö RWS-engineering Oy perustettiin samalla vuosikymmenellä, kuten myös myyntikonttoreita ympäri maailman, muun muassa Singaporeen ja Saksaan.

1990-luvulla Rauten puunjalostuskonetoimialan koko tuotanto siirtyi Nastolaan, ja tuotannollinen toiminta Lahden Vesijärvenkadun tehtaalla lopetettiin. Rauten toimialat yhtiöitettiin ja perustettiin kolme Raute Oy:n omistamaa yhtiötä: Raute Wood Processing Machinery Oy, Raute Precision Oy ja Sope Interior Oy. Myöhemmin Sope Interior Oy myytiin. Raute perusti myyntitoimiston Santiagoon, Chileen sekä Pekingiin ja Shanghaihin, Kiinaan. Raute Oyj on ollut sukuyrityksenä Mustakallio-suvulla, ja vuonna 1994 Raute kirjautui Helsingin pörssiin. 2000-luvulla Raute osti Mecano Group Oy:stä 49,9 prosenttia ja Jymet- Engineering Oy:stä 100 prosenttia niiden osakekannasta. Raute luopui punnitus- ja annostusteknologian alalla toimivasta Raute Precision -liiketoiminnasta helmikuussa 2004. Raute Oyj osti 27.4.2005 loput eli 50,8 prosenttia Mecano Oy:n osakkeista. Kaupan myötä Mecano Group Oy:stä tuli Rauten kokonaan omistama tytäryhtiö. (Raute 2007)

Nykyään Raute Oyj on alansa johtava yritys puuteknologian alalla. Tämä pohjautuu vahvaan teknologiseen osaamiseen, asiakkaan prosessien tuntemukseen, laajaan ja laadukkaaseen palvelutarjontaan sekä vahvoihin näyttöihin laajojen projektitoimitusten hallinnasta. Rauten myyntiverkosto kattaa markkina-alueet maailmanlaajuisesti. Rauten asiakkaat sijaitsevat yleensä lähellä raaka-ainelähteitä eli suuria metsäalueita. Voimakkaimmin kehittyviä alueita ovat eteläisen pallonpuoliskon istutusmetsäalueet. Kuviossa 1. on esitelty yksi Raute Oyj:n päätuotteista.



KUVIO 1. Rauten yksi päätuotteista, viilusorvi (Raute Oyj:n intranet)

Raute Oyj:n päätuotteita tänä päivänä ovat vaneriteknologian tuotteet, kuten kokonaiset puunkäsittelylinjat ja vaneritehtaat, LVL-palkkitehtaat, parkettiteknologia, eli parketinvalmistuslinjat, niiden pintakäsittely ja pakkaus. Myös puulevyjen käsittelylinjat sekä asiakaspalvelu kunnossapitoineen ja varaosineen kuuluvat Raute Oyj:n laajaan tuotevalikoimaan.



KUVIO 2. Raute Oyj:n pääkonttori ja tehdasalue Nastolassa (Raute Oyj:n intranet)

Raute Oyj:n liikevaihto on vuosittain yli 100 miljoonaa euroa, ja henkilöstöä on noin 530 henkilöä maailmanlaajuisesti. Suurin osa henkilöstöstä työskentelee Nastolan tehdasalueella, joka esitetty kuviossa 2. Rauten tavoitteena on olla johtava yritys alansa tuotteissa sekä palveluissa. Vanerituotannolla on hyvä tulevaisuus, sillä se on siirtymässä uusille alueille, kuten Venäjälle ja Kiinaan. Myös muiden puutuoteteknologioitten kysyntä on kasvussa ympäri maailman. (Raute 2007)

1.2 Opinnäytetyön lähtökohdat ja tavoite

Opinnäytetyön lähtökohtana on Raute Oyj:n tarve viiluarkin kiihdytyslaitteistolle, jonka sain opinnäytetyökseni suunnitella. Lähtötilanne ja ongelmat ovat seuraavanlaiset: Viiluarkit leikataan viilumatosta, joka tulee sorvilta. Pyörähtäväteräisen leikkurin terä iskee vauhdissa viilumattoon, jonka nopeus on tyypillisesti 1,5–3,0 m/s. Leikkauksen jälkeen viiluarkit ovat edelleen kuljettimella erittäin lähellä toisiaan.

Viiluarkkien pinoaminen tapahtuu pinkkarille, jossa imuhihnojen avulla ne isketään painimilla halutulle nostolavalle. Jotta painimella on aikaa tarpeeksi palautua ala-asennosta, ilman että seuraava arkki törmää siihen, pitää viiluarkeilla olla tarpeeksi välimatkaa toisiinsa.

Vaadittava välimatka toteutetaan tyypillisesti nostamalla leikkurien jälkeisten kuljettimien nopeutta siten, että pinkkaajan hihnalla on suurin nopeus. Nopeuserolla tapahtuvassa kiihdytyksessä on kuitenkin huonoja puolia: hauras arkki halkaika helposti nopeudenmuutoskohdassa, arkin nopeudenmuutoskohta ei ole tarkasti tiedossa ja sen seurantaan tulee virheitä, ja arkki voi myös kääntyä suunnastaan nopeudenmuutoskohdasta.

Kehitettävän laitteen periaatteena on kiihdyttää viiluja leikkurin ja pinkkaajan väliin asennettavalla erillisellä järjestelmällä, missä arkki ei joudu olemaan kahdella eri nopeutta pyörivällä kuljettimella samaan aikaan. Vaatimuksena piti suunnitella kahden päällekkäisen kuljettimen järjestelmä, jossa jakolaite jakaa vuorotellen viiluja molemmille tasoille. Kiihdytys tapahtuisi servomoottoreiden avulla. Suunnittelun tavoitteena on suunnitella erilaisille tuotemitoille soveltuva tai muuntuva edullinen ja kompakti kiihdytyslaitteisto.

Opinnäytetyö on kohtalaisen laaja, sillä se sisältää laitteen geometrisen mitoituksen sekä mekaanisen rakenteen suunnittelun eri tuotemitat huomioon ottaen. Myös mekaanisten voimien mitoittaminen, käyttöjen valinta, sähkölaitteiden ja anturoinnin suunnittelu sekä ohjausjärjestelmän valinta kuuluvat tähän opinnäytetyöhön. Lopuksi myös laitteen ohjelmointi ja prototyypin valmistuminen ovat mahdollisia, jos suunnittelun tulos on hyödyllinen Rauten tarpeisiin nähden. Opinnäytetyön tärkeimmät tavoitteet on esitetty taulukossa 1.

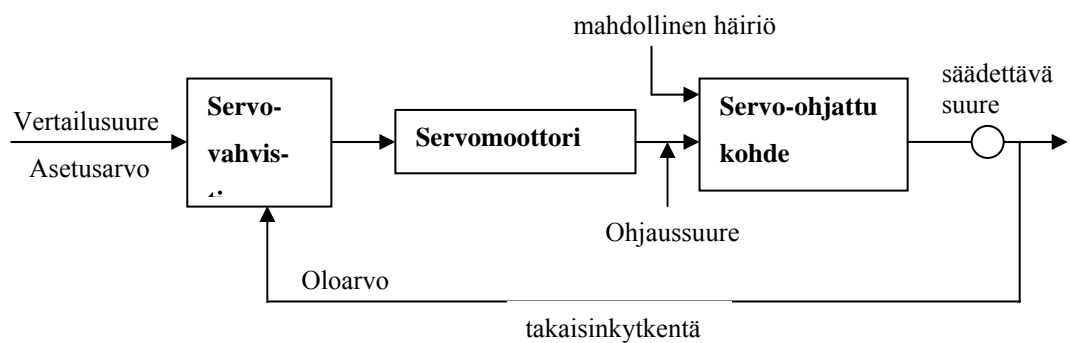
TAULUKKO 1. Opinnäytetyön tavoitteet

– Laitteen mekaniikan suunnittelu
– Osien määrän minimointi ja valinta
– Liikkuvien massojen minimointi
– Servojen koon optimointi
– Riippumattomuus ympäröivästä ohjausteknologiasta

2 SERVOTEKNIikka JA SERVOMOOTTORIT

2.1 Yleistä servotekniikasta

Servotekniikalle on ominaista sen takaisinkytkentä, eli erilaisista suureista saadaan mittaustuloksia, jotka kytketään takaisin järjestelmän alkupäähän tulosignaaleiksi. Osa järjestelmistä on avoimella ohjauksella toteutettuja. Näitä käytetään yleensä yksinkertaisissa sovelluksissa. Teollisuudessa kuitenkin suurin osa järjestelmistä on suljettuja säätöpiirejä.



KUVIO 3. Servojärjestelmän toiminta

Suljetussa servojärjestelmässä anturi, säädin ja toimilaite toimivat siten, että oloarvo asettuu arvoon, joka on mahdollisimman lähellä asetustarvoa. Säätöjärjestelmä seuraa siis asetustarvon muutoksia, mutta havaitsee myös säädettyvään kohteeseen mahdollisesti tapahtuneet häiriöt. Kun häiriöt vaikuttavat säädettyvään kohteeseen, se havaitaan säädettyvässä suureessa. Tämän takia oloarvoa muutetaan takaisinkytkennän kautta virheen verran. Suljetussa säätöpiirissä mitataan kaiken aikaa säädettyvää suuretta. Mittaustulos viedään aina vertailtavaksi vertailusuureeseen. Kun poikkeamaa on tullut, servovahvistin muuttaa ohjaussuuretta ja kompensoi häiriön vaikutusta, kuten kuviosta 3 nähdään. (Johnsson & Kördel 2003, 8 - 10.)

2.2 Servojärjestelmä

Servojärjestelmässä yleensä ohjataan seuraavia suureita: asento, suoraviivainen liike tai kiertoliike. Myös nopeus ja kiihtyvyys voivat olla servo-ohjattuja. Servojärjestelmän säädössä voidaan säätää esimerkiksi lämpötilaa, tiheyttä tai virtausta. Servojärjestelmään voidaan rakentaa yksi tai useampia takaisinkytkentöjä. Servovahvistin voidaan jakaa useisiin vahvistinasteisiin, joilla kullakin on oma tulo ja erikseen asetettava vahvistus. Erilaiset takaisinkytkentäsignaalit voidaan kytkeä eri osavahvistimiin.

Servojärjestelmien tyyppejä ovat momenttiservo, nopeusservo ja asentoservo. Momenttiservossa ohjataan nimensä mukaisesti vääntömomenttia, jonka servomoottori kehittää. Moottorissa virta muodostaa momentin, joten sitä voi ohjata ilman ulkoista takaisinkytkentää mittaamalla moottorin virran oloarvoa. Momenttiservossa ohjattavalla suureella ei voi vaikuttaa ohjaussuureeseen, siksi se on avoin ohjauspiiri.

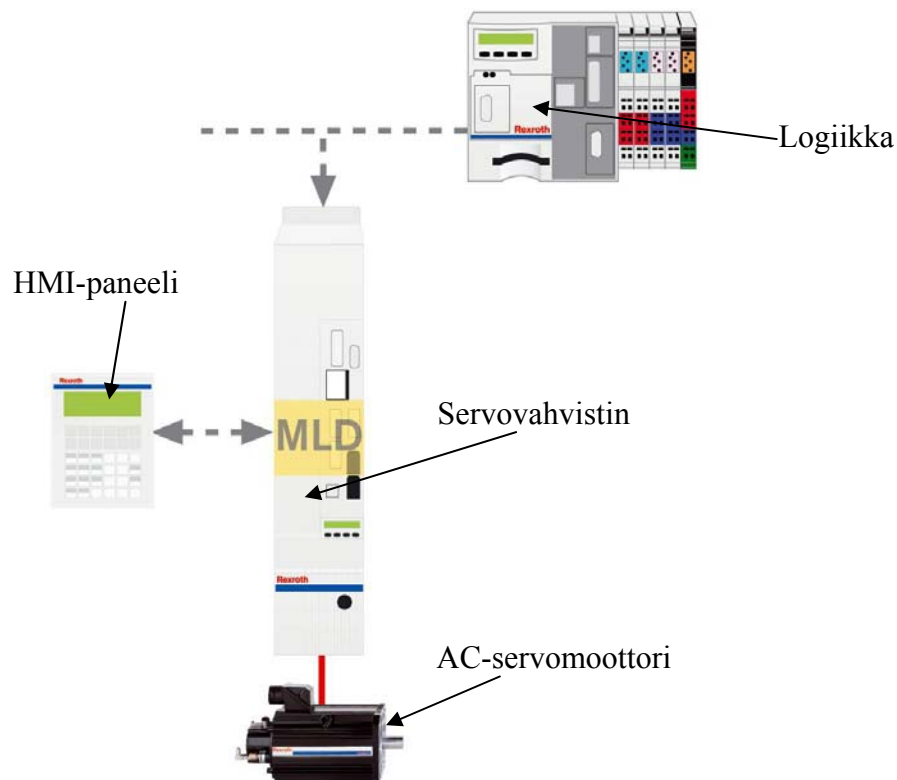
Nopeusservossa ohjataan servomoottorin pyörintänopeutta määrätyllä nopeusohjelmalla, joka osaa esimerkiksi kuorman muuttuessa korjata nopeuden poikkeaman. Signaalitaso on kuitenkin usein niin alhainen vertailuarvossa, että vahvistus pitää olla vähintään 1000-kertainen. Suljettua ohjausta käytetään silloin, kun kyseessä on pelkästään nopeuden ohjaaminen. Jos nopeusservo kuuluu alisteisena asentoservoon, kyseessä on silloin avoin ohjaus.

Asentoservossa asentoanturit valvovat paikoitusliikkeitä tai vaihtoehtoisesti sijainti määritetään moottorin akselin kierrosten lukumäärästä. Kun servo-ohjattavan suuren arvo tunnustetaan, pystytään servolaitteiston avulla vaikuttamaan ohjaussuureeseen, eli kyseessä on suljettu ohjauspiiri. Ohjauslaitteisto seuraa sijainnin oloarvoa ja asetusarvoa koko ajan, joten järjestelmä korjaa ohjaussuuretta niin kauan kunnes erotus tulee nolaksi.

Servojärjestelmien yhdistelmissä voidaan laitteistoa käyttää ohjaamaan kaikkia edellisiä tyyppejä. Yhdistelmät ovat hyvin muunneltavissa, sillä niissä voidaan eri osavahvistimet kytkeä tai erottaa järjestelmästä. Esimerkiksi voi olla yhdistelmä,

jossa asentoservon alaisena ovat momentti- ja asentoservo. Näin pystytään hyödyntämään nopeusservon ja momenttiservon nopeudet sillä aikaa, kun asentoservo vastaa applikaation oikeasta paikasta. Hyvä esimerkki yhdistelmäohjauksesta on teollisuusrobotti, jossa eri akseleita voidaan liikutella hyvin tarkasti samaan aikaan. (Servotekniikka 2003, 11-15.)

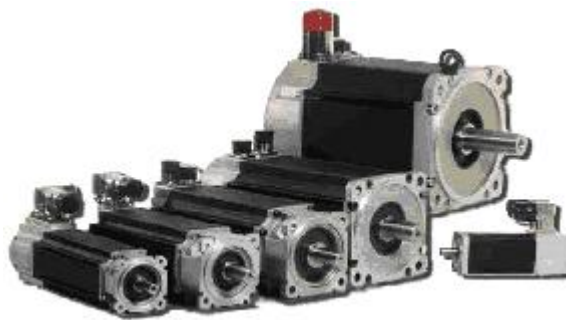
Servojärjestelmän laitteistossa voivat yksinkertaisimmillaan olla servomoottori, vahvistin ja logiikka, josta voidaan liittyä esimerkiksi ethernetillä suurempaan teollisuusverkkoon. Yksinkertainen servojärjestelmä on esitelty kuviossa 4.



KUVIO 4. Yksinkertainen servojärjestelmä (Bosch Rexroth Automation 2006)

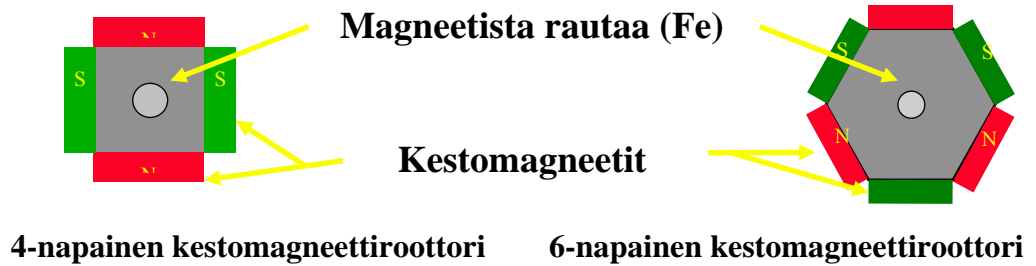
2.2.1 Servomoottorit

Servomoottori on rakennettu nykyään kompaktiksi yksiköksi, jossa on saman kuoren alla moottori, anturit ja jarru. Näin on saatu järjestelmä halvemmaksi ja yksinkertaisemmaksi liittää. Servomoottorissa voi myös olla vahvistin integroituna, mutta yleensä käytetään erillistä servovahvistinta. Parhaiten hyötyä servomoottoreilta saa, kun niitä käyttää sovelluksissa, joissa painoa ei ole kuin muutamia satoja kiloja ja kiihdytyksen sekä hidastuksen pitää tapahtua nopeasti ja mahdollisesti myös erittäin tarkasti. Servomoottorien nopea kiihtyvyys perustuu pieneen sisäiseen hitauteen. Teollisuudessa yleisin servomoottorityyppi on AC-servomoottori. Muita tyyppjä ovat kestmagnetoitu DC-servomoottori ja harjaton DC-servomoottori. Keskityn tässä opinnäytetyössä AC-servomoottoreihin, koska ne sopivat sovellukseeni parhaiten. Kuviossa 5. on esitelty kyseisiä moottorityyppejä. (Servotekniikka 21 - 22.)



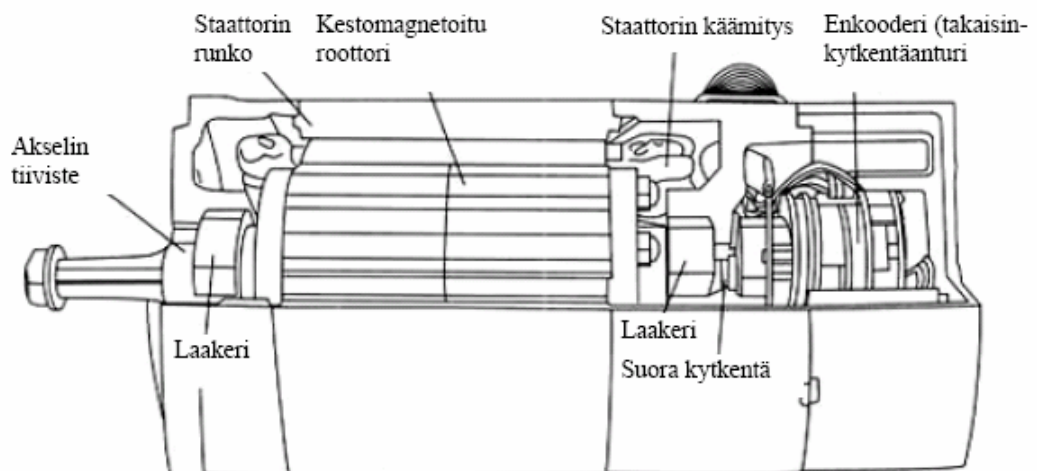
KUVIO 5. Erikokoisia AC-servomoottoreita (Control techniques 2006)

AC-servomoottoreita valmistetaan yksi-, kaksi-, tai kolmivaihemoottoreina erittäin laajalla tehoalueella. Osa on synkronimoottoreita, eli niissä pyörintänopeus on suoraan riippuvainen virran taajuudesta. Monet kuitenkin ovat asynkronimoottoreita eli epätahtimoottoreita, joiden pyörintänopeus riippuu kuormituksen määrästä. (Servotekniikka 21 - 22.)



KUVIO 6. Esimerkit roottorien rakenteesta (LAMK 2006)

AC-servo on rakennettu samaan tapaan kuin harjaton DC-moottori eli roottori-käämitys on korvattu roottoriin sijoitetuilla kestmagneeteilla, kuten kuviossa 6. Moottorin rungon staattorikäämejä käytetään muodostamaan pyörivä magneettikenttä, jossa kestmagneettiroottori pyörii. Servomoottorin koko rakenne on esitetty kuviossa 7.



KUVIO 7. AC-servomoottorin rakenne (LAMK 2006)

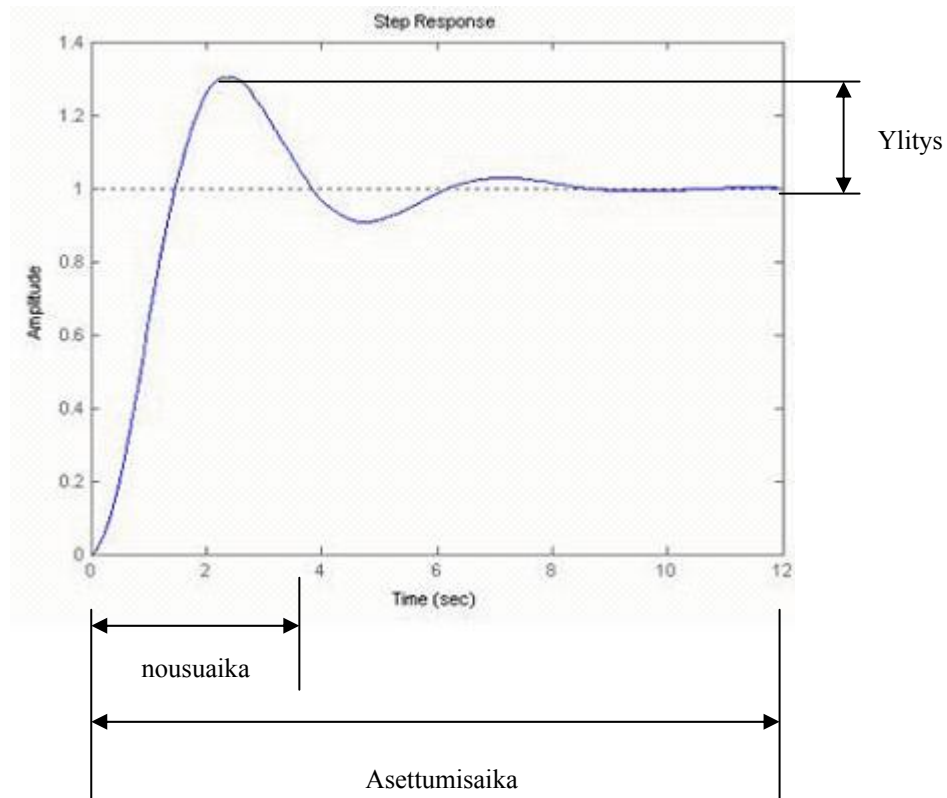
AC-servomoottoreissa on paljon etuja muihin moottorityyppeihin verrattaessa. Kohtalaisen pieni sisäinen hitausmomentti saa aikaan sen, että AC-servomoottori kiihtyy nopeasti haluttuun arvoon. AC-servomoottorit ovat myös suhteellisen pieniä, joten laitteisto vie vähemmän tilaa. Moottori ei tarvitse ennakoivia huoltoja, koska harjoja tai kommutaattoria ei ole, kuten tavallisissa moottoreissa. AC-

servomootorit ovat myös kohtuullisen hiljaisia käyntiääneltään. Ainoana haittana on kallis hankintahinta, mutta koko käyttöikä ajatellessa AC-servomoottori maksaa itsensä takaisin vähillä huoltokustannuksilla. (Servotekniikka 2003 33 - 35.)

2.2.2 Servovahvistimet

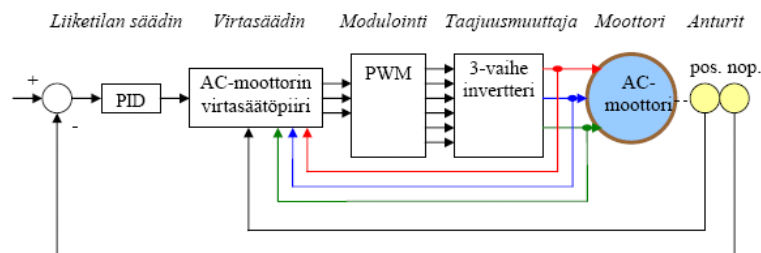
AC-servomoottorin pyörimiseksi on saatava aikaan magneettikenttä, joka on suhteutettu roottorin kestopagneettien asentoihin. Tämä saadaan aikaan servovahvistimien käyntielektroniikan avulla. Moottorin asento saadaan selville roottoriin akseliin sijoitetun anturin avulla, joka on yleensä optinen (absoluuttinen pulssianturi) tai magneettinen (resolveri). Käyntielektroniikka ohjaa staattorikäämiin virtaa niin, että magnetointi tapahtuu mahdollisimman tarkasti todellisen kuormituksen ja pyörintänopeuden mukaan. Toisin sanoen servovahvistimen tehtävä on ohjata servomoottoria mahdollisimman tehokkaasti. Servojärjestelmältä vaaditaan nopeaa vastetta, nopeaa seuranta lähtösuureen ja tulosuureen välillä sekä vakautta, tarkkuutta ja häiriöttömyyttä. Servovahvistin koostuu digitaalisista ja analogisista komponenteista sekä tehovahvistimesta, jotta servovahvistin pystyy ohjaamaan servomoottoria. Tehovahvistimen tehtävänä on syöttää servomoottorille sen tarvitsema virta. (Servotekniikka 2003, 53 - 54.)

Servovahvistinta voidaan tutkia helpoiten tarkastelemalla tulo- ja lähtösignaalien ajallisten muutosten välistä riippuvuutta. Näitä kuvataan aikavasteilla, joita ovat askelvaste ja pengervaste. Askelvaste on aikavaste järjestelmässä, jossa aiheutetaan tulosuureen askelmainen muutos, kuten kuviossa 8 on esitetty. Askelvasteessa on nousuaika, joka kertoo, kauanko menee aikaa siihen, että lähtösignaali on saavuttanut ensi kerran vakaata loppuarvoa vastaavan arvon, ylitys, joka kertoo, paljonko on yliheilahdusta lopulliseen arvoon verrattun, sekä asettumisaika, joka on aikaväli tulosignaalin askelmuutoksesta siihen hetkeen, kunnes lähtösignaalin arvon vaihtelut ovat asettuneet määrätylle toleranssialueelle. (Servotekniikka 2003, 54 - 56.)



KUVIO 8. Askelvaste (LAMK. 2006)

Servovahvistin käyttää kolmea eri säätötyyppiä erikseen tai yhdessä. Näitä tyyppiä ovat P-, I- ja D-säätö. Momenttiservossa käytetään P-säätöä, koska momentti riippuu virran määrästä, eli mitä suurempi virta, sitä enemmän vääntömomenttia. P-toiminto on siten tulosignaalin muutokseen verrannollinen säätötoiminto. Nopeusservossa taas käytetään PI-säätöä. Kun pyörintänopeuden oloarvoa verrataan asetusarvoon, niin huomataan pysyvää poikkeamaa. PI-säädössä on integroiva toiminto, joka pienentää poikkeamaa huomattavasti. (Servotekniikka 2003, 56 - 58.)



KUVIO 9. PID-säädön kaaviokuva (LAMK. 2006)

Kun kaikki kolme säätötyyppiä liitetään yhteen, saadaan PID-säätö, kuten kuviossa 9. Tällöin käytössä on siis integroiva että derivoiva toiminto. PID-säätö yhdistää P-toiminnon määräämään vahvistustasoon I-toiminnon kyvyn poistaa pysyvä poikkeama sekä D-toiminnon ennakoivan ja vakavoivan vaikutuksen. Tämä on teollisuuskäytössä tavallisin säätötyyppi.

2.2.3 Servojärjestelmän anturointi

Servojärjestelmässä tarvitsee mitata ohjattavan kohteen asentoa, joka voi olla kulma tai sijainti, nopeutta, moottoriin syötettävää virtaa ja servomoottorin tuottamaa vääntömomenttia. Kaikki tieto saadaan antureilta, jotka ovat joko moottorin sisällä tai moottorin läheisyydessä. Pyörivän AC- servojärjestelmän tavallisimmat anturityypit ovat pulssianturi ja resolveri. Pulssianturi koostuu optisesta valokennosta ja reikäkiekosta. Nämä anturit ovat digitaalisia, joten ne tuottavat digitaalisignaalin, joka muodostuu pulsseista. Pulssiantureita on kahdentyyppisiä, absoluuttisia ja inkrementaalisia. Absoluuttisessa mittauksessa jokaisesta asennosta saadaan ominainen signaali, jotka sitten tuottavat signaaliyhdistelmän ja kertovat asennon. Tällä menetelmällä ohjataan sijaintia kotiasemaan tai nollakohtaan nähdessä. Inkrementaalisessa mittauksessa käytetään koodikiekkoa, joka saa aikaa pulssijonon akselin pyöriessä. Tällä menetelmällä ohjataan sijaintia sen hetkiseen kohtaan nähdessä. Resolveri rakentuu moottoripesään sijoitetusta muuntajasta, jonka lähettämä lähtösignaali kertoo moottorin kiertoliikkeen. Pyörintänopeus saadaan selville mittaamalla kahdesta käämistä saatavien signaalien aikaero. (Servotekniikka 2003, 37 - 40.)

3 SUUNNITTELUN ALOITUS

3.1 Lähtötiedot

Mitoituksen perustana on viilun nopeus, 1 - 2,5 m/s, joka on leikkurilta tulevalla kuljettimella. Nopeustiedon avulla saadaan laskettua, kuinka tiuhaan tahtiin viiluja saapuu kiihdyttimelle. Tämän avulla saadaan taas mitoitettua, kuinka pitkä kiihdyttimen pitää olla. Pituuteen vaikuttaa tietysti myös viilun koko, että se pystyy suorittamaan kiihdytyksen (2,5 - 4 m/s, jättävä nopeus) ennen seuraavan viilun tuloa. Lähtökohtana käytettäviä arvoja olivat myös viiluarkkien mitat, jotka minulle annettiin jalkoina: Suurin viilu on 4 x 8 jalkaa ja pienin 3 x 6 jalkaa. Viilun paksuus vaihtelee 1 ja 3 mm:n välillä. Puuviilun ominaispaino on noin 800 kg/m³.

Tapauksia on kaksi, koska viilua leikataan erimittaisiksi riippuen linjasta.

Tapaus 1.

Pieni arkki, 0,914 m x 1,829 m = 1,67 m², paino 4,008 kg

iso arkki, 1,219 m x 2,438 m = 2,97 m², paino 7,128 kg

(painoissa, maksimi 3 mm paksua)

Tapaus 2.

pieni arkki, 1,829 m x 0,914 m = 1,67 m², paino 4,008 kg

iso arkki, 2,438 m x 1,219 m = 2,97 m², paino 7,128 kg

(painoissa, maksimi 3 mm paksua)

3.2 Laitteessa käytettävät teknologiat

Kiihdytinlaitteen teknologioista sain Raute Oy:ltä seuraavanlaisia ohjeita opinäytetyön aiheen saadessani. Arkkikiihdytin koostuisi kahdesta päällekkäisestä kiihdyttimestä. Yksi kiihdytinsikkö sisältää takaisinkytketyn servomoottorin, joka liikuttaa kiihdytyshihnaa sekä yläpuolista paininhihnaa; anturit, jotka valvovat viilun etenemistä ja lähettävät jakolaitteelle tietoa viilun tulemisesta sekä antavat kiihdytys- että hidastusrampeille toimintakäskyt. Kiihdyttimille syötetään viilua vuorotellen jakolaitteella, josta ne siirtyvät kiihdyttimeltä pinkkarille menevälle kuljettimelle. Ohjausjärjestelmä sisältää muista ohjausteknologioista riippumattoman logiikan sekä servovahvistimen servomoottoreille. Tällä saavutetaan se, että suunnittelemani laitteisto voidaan asentaa suoraan linjaston väliin, ilman isompia muutoksia muihin linjaston rakenteisiin tai nopeuksiin.

3.3 Geometrinen mitoitus

Viiluarkkien mittojen ja tulevan nopeuden avulla saadaan siis selville geometriset mitat kiihdytyslaitteelle.

Kiihdytysmatka saadaan selville laskemalla fysiikan peruskaavoilla kiihtyvyys eri tapauksilla. Viilunpituuteen (matka S_1 , joka ajetaan samalla nopeudella kuin kiihdyttimelle tuleva), kun lisätään kiihdytys (matka S_2 , jossa viilu pitää kiihdyttää ennen seuraavaan viilun tuloa), tasainen ajo, (S_3 , että viilu on kokonaan pois kiihdyttimeltä), hidastusmatka (S_4 , kiihdytin hidastaa ottamaan seuraavan viilun vastaan), saadaan selville kiihdyttimen kokonaispituus sekä myös kiihdytys- ja hidastusrampit eli ajosyklit.

Kiihdytysmatkan laskemiseen tarvittava aika saadaan laskettua viilun pituuden ja nopeuden avulla, eli saadaan selvitettyä, kuinka paljon on kullakin viilunkoolla aikaa kiihdyttää (sekä hidastaa), ennen kuin seuraava viilu saapuu kiihdyttimelle.

Näiden tietojen avulla saadaan laskettua seuraavien kaavojen avulla kaikki eri tapaukset:

Ajan laskenta

$$S = v \times t \Rightarrow t = \frac{S_2}{v_{tuleva}} = \frac{\text{Viilunpituus}}{\text{tuleva_nopeus}}$$

Kokonaisaika, joka on käytettävissä koko kiihdytyskiertoon, saadaan määritettyä ajasta, joka viilulla menee, että se on kokonaan laitteen sisällä, sekä kiihdytykseen ja hidastukseen menevästä ajasta. Huomioon pitää ottaa myös tasaisella ajo kiihdytyksen jälkeen, että viilu saadaan kokonaan pois kiihdyttimeltä ennen hidastusta. Nämä rampit pitää määrittää kuitenkin siten, että ne pystytään tekemään ennen seuraavan viilun saapumista kiihdyttimelle.

Kiihtyvyyden ja hidastuksen laskenta (tasaisesti kiihtyvä liike)

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{\text{nopeudenmuutos}}{\text{viilun_liikeaika}}$$

Viilunpituuden verran ajaminen sekä kiihdytyksen jälkeen ajettava matka tasaisesti saadaan peruskaavasta:

$$S_{1_ja_3} = v \times t$$

Kiihdyttämiseen tarvittava matka

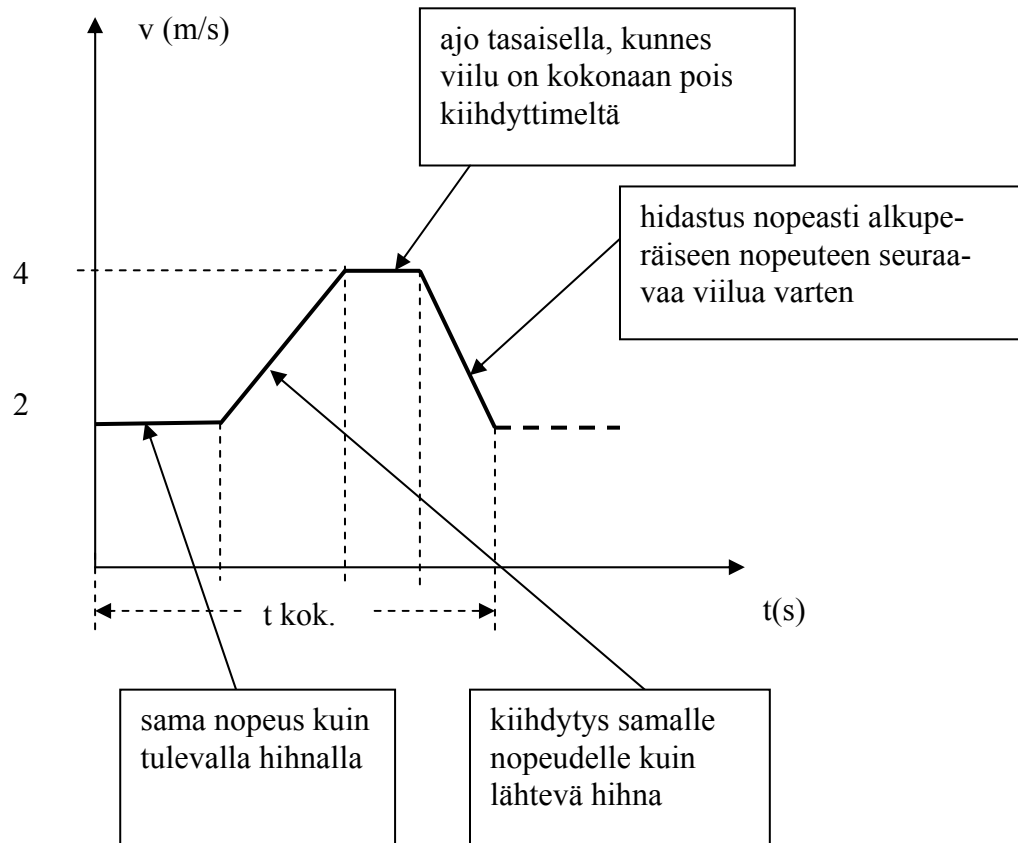
$$S_2 = \frac{1}{2}at^2$$

Hidastukseen tarvittava matka

$$S_4 = \frac{1}{2}(-a)t^2$$

Kaikki laskelmat tapauksista 1 ja 2 on taulukoitu (liite1/1 – 1/5).

Laskelmien avulla saadaan määritettyä optimimitat sekä rampit kiihdytyslaitteiston kuljettimille. Mittojen avulla saadaan mallinnettua hahmotelma laitteistosta ja sen toiminnasta.



KUVIO 10. Esimerkki viilunkiihdyttimen rampeista

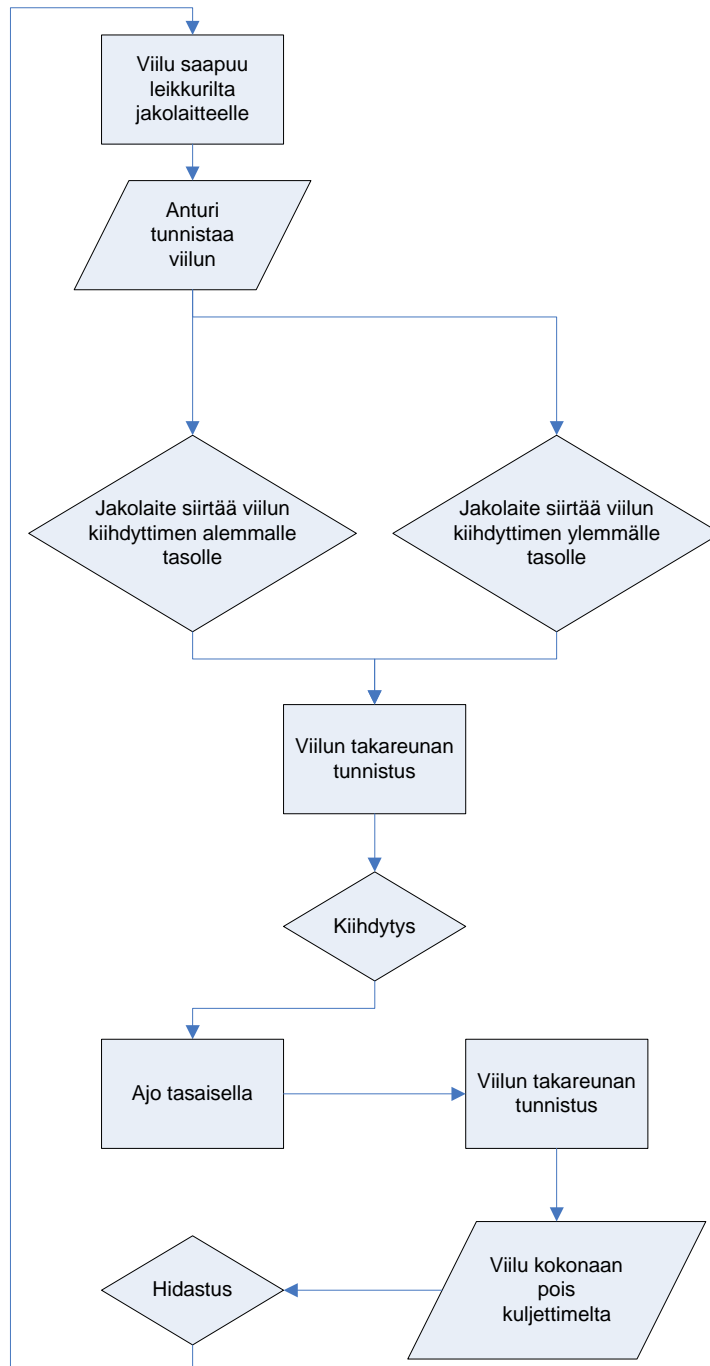
4 ARKKIKIIHDYTTIMEN TOIMINTA

4.1 Toimintakuvaus

Viiluleikkurin jälkeiseltä kuljettimelta saadaan nopeustieto kiihdytinlaitteistolle. Viiluarkki otetaan siis vastaan tulonopeudella, esimerkiksi 2 m/s. Anturit tunnistavat, että viilu saapuu jakolaitteelle, joka ohjaa viilun alemmalle tasolle kiihdytintä. Jakolaite toimii pneumaattisilla sylintereillä. Jakolaitteen takareuna on laakeroitu akseliin, jossa se kahden sylinterin avulla suorittaa liikettä ylemmän ja alemman tason välillä. Viilu jatkaa kiihdyttimen sisään kokonaan, jolloin anturit tunnistavat sen takareunasta ja kiihdytinkuljetin kiihdyttää sen hetkessä sopivalle nopeudelle pinkkarille menevälle kuljettimelle. Koska viiluja saapuu linjalla aika tiuhaan tahtiin, tarvitsee kiihdyttimen olla kaksitasoinen, jotta kiihdytys pystytään suorittamaan vaikuttamatta muuhun linjaston nopeuteen ja toimintaan. Tämän takia jakolaite ohjaa joka toisen viilun ylemmälle kiihdyttimelle. Ylemmällä kuljettimella ajetaan tasaisella nopeudella niin kauan, että viilu on kokonaan sisällä kiihdytintä. Anturi tunnistaa viilun takareunan ja kiihdyttää viilun sopivalle nopeudelle. Molemmilta kiihdyttimeltä viilu siirtyy lähevälle pinkkarin kuljettimelle. Kiihdytin ajaa tasaisella nopeudella kunnes viilu on siirtynyt kokonaan lähevälle kuljettimelle, kiihdytin hidastaa nopeasti samalle nopeudelle, kuin leikkurilta tuleva kuljetin. Tämän jälkeen laite on valmis taas ottamaan seuraavia viiluja vastaan.

4.2 Vuokaavio

Seuraavassa kuviossa on esitetty pelkistettynä, kuinka koko kiihdytinlaitteisto toimii jakolaitteelta kiihdyttimelle. Laitteisto suorittaa syklinä kyseisiä toimintoja aina uuden viilun saapuessa.

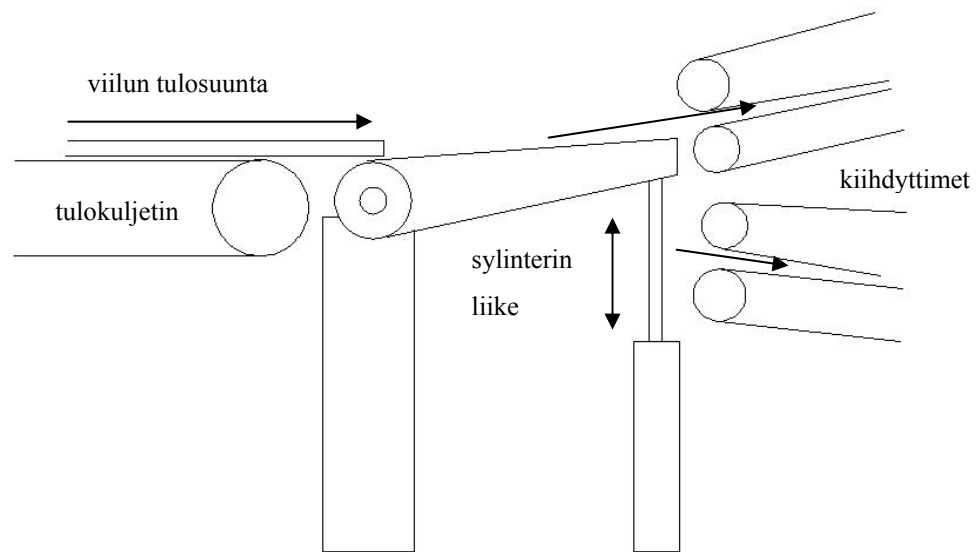


KUVIO 11. Vuokaavio viilunkiihdyttimen toiminnasta

5 JAKOLAITTEISTO

5.1 Mekaniikan mitoittaminen ja suunnittelu

Mekaniikan suunnittelun lähtökohtana oli mahdollisimman ripeästi ja varmasti toimiva kahdelle tasolle jakava jakolaite. Paras vaihtoehto mekaniikalle oli heti alusta laakeroitu nokkamainen laitteisto ja pneumatiikkasynterinin suorittamaan liikettä. Jakolaitteen pneumatiikkaa ohjataan logiikalta, johon on kytketty myös kiihdytinkuljettimen tulot ja lähdöt. Koska laite pitää olla erittäin nopea puuviilujen tulonopeudesta johtuen, sen liikematka ei voi olla kovinkaan suuri, sekä se pitää suhteuttaa kiihdyttimen ylä- ja alatasojen etäisyyksien kanssa sopivaksi. Mekaaniselta rakenteeltaan laitteen pitää olla kevyt, jotta liikkeen pystyy suorittamaan nopeasti. Tällöin myös sylintereiden koko pysyy aika pienenä. Jakolaitteen yhteydessä pitää olla myös viilua varten imua yläpuolelta tai ohjureita, että viilut ohjautuvat vaivattomasti oikealle tasolle kiihdyttintä. Jakolaitteen fyysinen koko riippuu paljon liikutettavasta kulmasta ja halutusta viilun siirtomatka. Myös jakolaitteelle tulevan viilun koko vaikuttaa, mutta suunnittelussa otetaan huomioon, että jakolaitteella pyritään siirtämään kaikkia viilun kokoja kahdelle tasolle. Optimaalinen koko olisi sellainen, että laitteen paino ei nouse liian suureksi eli laitteen leveys on suunnilleen viilun leveys ja pituus on riittävä ylettämään molempien kiihdyttimien hihnojen päähän. Kuviossa 12 on esitetty jakolaitteen rakenne ja toiminta pelkistettynä.



KUVIO 12. Pelkistetty kuva jakolaitteesta sekä sen toiminnasta

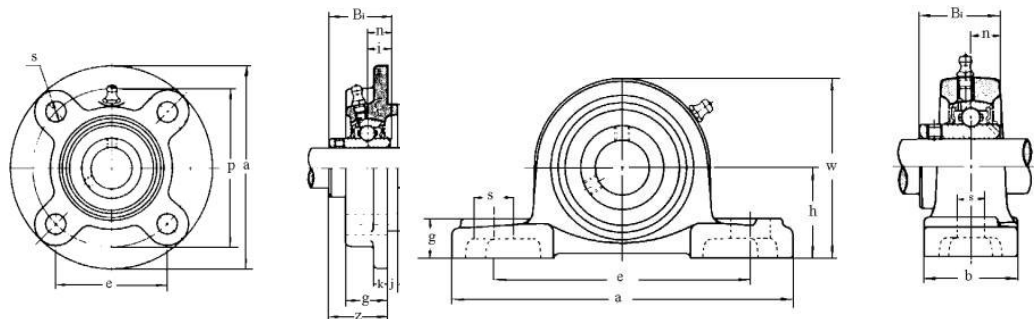
5.2 Rakenne ja materiaalit

Jakolaitteen materiaalina käytetään teräksistä putkiprofiilia sekä teräslevyä, joka luistaa tarpeeksi viilun mennessä sitä pitkin. Laakerointia ja liikettä varten tarvitsee olla teräksestä valmistettu akseli. Akseliin kohdistuu periaatteessa niin vähän rasittavia voimia, että niitä ei tarvitse laskea erikseen. Tämä johtuu siitä, että jakolaitte on laakeroitu rakenteeseen paksun akselin välityksellä. Akselin tehtävänä on vain pyöriä jakolaitteen liikkeen verran. Osien kiinnitys tapahtuu hitsaamalla ja pulttiliitoksilla. Mekaaninen rakenne koostuu päätylevyistä ja keskituista, joihin laakerointi on kiinnitetty, poikittaistuista, joihin on kiinnitetty liikkeen suorittavat pneumatiikkasyylinterit. Laitteen tukien päällä on teräslevyt, joiden pinnalla viilu liukuu kohtalaisen liukkaasti jakolaitteen molemmille tasoille.

5.3 Komponenttien valinta ja mitoitus

5.3.1 Laakerointi

Jakolaitte on laakeroitu akseliin viilujen tulopuolelta. Laakerointi on kiinni jakolaitteessa keskeltä ja päistä, joiden avulla se liikkuu ylemmän ja alemman kiihdytystason välillä. Sopiva akselin paksuus on 50 millimetriä, joten yrityksen tehdasstandardeista löytyi muutamia sopivia vaihtoehtoja laakerille. Laakeriin kohdistuvat voimat ovat minimaalisia, koska painoa tai vääntöjä ei niihin juurikaan kohdistu. Sillä ne sijaitsevat viilun tulopäässä, jossa jakolaitteen painosta on erittäin pieni osa. Ainoastaan jakolaitteen liikkeen aiheuttama pyörimisliike sekä akselin paino kohdistuu laakereihin. Valitun laakerin tyyppi on vierintälaakeri ja siihen on liitetty sopiva laakeripesä. Jakolaitteessa tarvitaan kahta asennustyyppiä laakereita, toinen on liikkeelle ja toinen akselin kiinnittämiseen laakeriryksikön välityksellä runkorakenteeseen. Laakerimallit on esitelty kuviossa 13.



KUVIO 13. Jakolaitteen laakerointi

5.3.2 Sylinterit

Sylinterin mitoituksessa pitää ottaa huomioon vaadittava liikenopeus, joka saadaan viilujen tulovälistä kiihdyttimelle, liikkeenpituus eli iskunpituus, joka saadaan kiihdyttimien välisestä erosta toisiinsa, sekä liikutettava massa, joka on sama kuin jakolaitteen massa jaettuna kahdella (kaksi sylinteriä sovelluksessa).

Jakolaitteistoon valitsin käytettäväksi pneumaattiset sylinterit. Pneumaattisten sylintereiden hyviä puolia ovat seuraavat: nopeus, koska ilma on nopea väliaine, siksi sen avulla on mahdollista saada aikaan nopeita liikkeitä; säätäminen, sillä liikenopeuksia ja voimia on helppo säätää; automatisointi, koska jatkuvasti toistuvat toiminnot on yksinkertaista automatisoida pneumatiikan avulla.

Mitoituksessa käytin fysiikan peruskaavoja.

Paine:

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{F}{P \times \eta_{\text{hyöty}}}$$

Hyötysuhde kannattaa myös ottaa sylinterin mitoituksessa huomioon, varsinkin pneumaattisissa sylintereissä, joissa painehäviötä saattaa tapahtua aika paljon.

Voima:

$$F = m \times a + F_{\mu} = m \times \frac{v}{t} + \mu N$$

Voiman laskennassa voidaan ottaa huomioon kitka, mutta jakolaitteisto on laakeroitu, joten kitkan vaikutus on niin pieni, ettei sitä tarvitse huomioida.

Seuraavassa on esitetty sylinterin mitoitukset käsin laskettuna.

Männän halkaisija:

$$A = \frac{F}{P} = \frac{m \times \frac{v}{t}}{P \times \eta_{\text{hyöty}}} = \frac{20\text{Kg} \times \frac{0,625\text{m/s}}{0,4\text{s}}}{6 \times 10^5 \text{N/m}^2 \times 0,9} = 5,79 \times 10^{-5} \text{m}^2$$

Nopeus v on laskettu liikematkasta 0,250 m ajassa 0,4 s, ja paineena 6 bar käyttö-
paine, sekä hyötysuhteena noin 0,9. Yhdelle sylinterille kuormitusta tulee noin 20
kg, pieni varmuus lukuun ottaen. Männän halkaisijaksi riittää todella pieni, sillä
liikutettava massa on vähäinen.

$$A = \pi r^2 \Rightarrow r = \sqrt{\frac{5,79 \times 10^{-5}}{\pi}} = 0,0043\text{m} \Rightarrow d_{\text{mäntä}} = r \times 2 = 0,0086\text{m} \approx 8,6\text{mm}$$

Männänvarren halkaisijan laskemiseen tarvittavan kaavan johtaminen:

$$F_{\text{sall}} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{n \times L^2} \Leftrightarrow I = \frac{F_{\text{sall}} \times n \times L^2}{E \times \pi^2} \Leftrightarrow \frac{\pi d^4}{64} = \frac{F_{\text{sall}} \times n \times L^2}{E \times \pi^2}$$

Männänvarren hitausmomentti I :

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Joten männänvarren halkaisijan laskemiskaavaksi saadaan:

$$d_{\text{varsi}} = \sqrt[4]{64 \times \frac{F_{\text{sall}} \times n \times L^2}{E \times \pi^2}} = \sqrt[4]{64 \times \frac{31,25\text{N} \times 4 \times (0,35\text{m})^2}{210 \cdot 10^9 \text{N/m}^2 \times \pi^2}} = 0,0047\text{m} \approx 4,7\text{mm}$$

Laskukaavassa n tarkoittaa varmuuskerrointa, joka riippuu sylinterin asennusta-
vasta, L on kaavassa sylinterin kiinnityspisteiden välinen etäisyys eli noin iskun-

pituus. Pituus lasketaan myös kaavaan asennustavan mukaan. Tässä applikaatiossa asennus tapahtuu lähelle pystysuoraa asentoa, sylinteri on nivelletty molemmista päistä, joten varmuus n on 4 ja pituus L on sylinterin iskunpituus eli 300–350 mm.

Edellisillä kaavoilla saadaan määritetty applikaatioon sopiva sylinteri, lopputulosten eli sylinterin ja männänvarren halkaisijoiden perusteella. Näiden arvojen avulla voidaan katsoa taulukoista sopivat sylinterin koot.

Saadut tulokset laskelmista ovat erittäin pieniä vähäisen kuorman takia, joten sylinterit kannattaa tässä tapauksessa mitoittaa ohjelmallisesti.

Lopulliset mitoitukset siis tehtiin sylinterivalmistaja Feston ohjelmalla. Tällä Propeu- ohjelmalla sai todellisen kuvan, millaista sylinteriä tarvitsee, sillä käsin tehtyjen laskelmien tuloksena oli niin pieniä arvoja männälle sekä männänvarrelle. Syötettäviä alkuarvoja ovat, iskunpituus, liikutettava massa, sekä liikkeen suunta, nopeus ja kulma. Ohjelma antaa arvojen syöttöjen jälkeen vaihtoehdot sopivista sylintereistä ja järjestelmään tarvittavista komponenteista. Ohjelmasta voi myös tulostaa sylintereiden toiminnan kaaviokuvina sekä komponenttilistat. Ohjelmasta saadut tulokset ovat liitteessä 3. Valitun sylinterin malli on esitelty kuviossa 14.

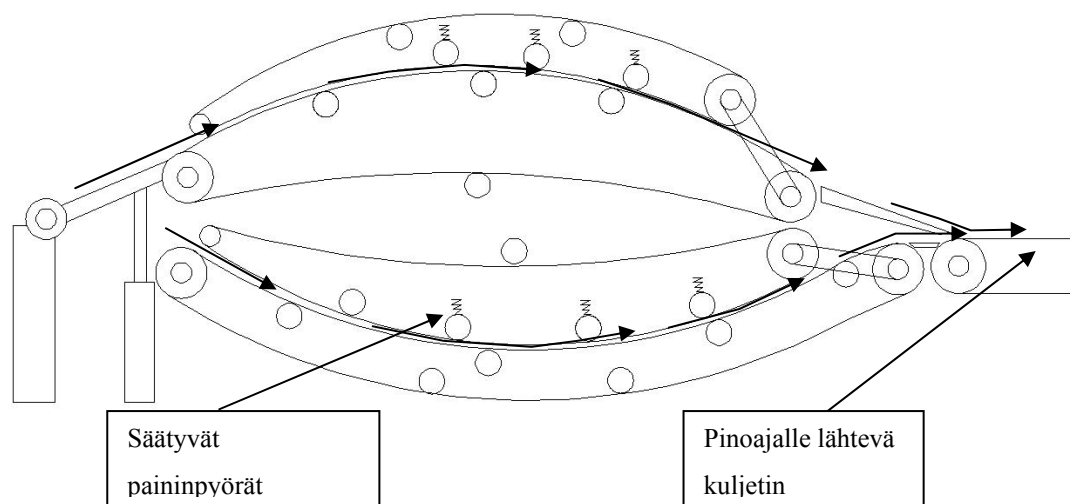


KUVIO 14. Jakolaitteessa käytettävän sylinterin malli

6 KIIHDYTINKULJETTIMET

6.1 Suunnittelu ja mekaaninen rakenne

Kiihdyttimen mekaanisen rakenteen suunnittelussa piti aluksi ottaa huomioon eri viilun koot ja paksuudet. Tämän vuoksi paras rakenne, että pystytään kiihdyttämään kaikkia paksuuksia ja kokoja, on kupera yläpuolinen hihnakuljetin ja kovera alapuolinen kuljetin. Näin saadaan myös yläpuolisen paininhihnan kiristys ja säätö helpommaksi sekä jakolaitteen liikkumismatkaa lyhemmäksi, kun kiihdyttimen lähtöpuolet ovat lähempänä toisiaan. Kiihdyttimen toiminta on esitetty kuviossa 15.



KUVIO 15. Kiihdytinkuljettimet sekä niiden toiminta pelkistettynä

Kiihdyttimien suunnittelun suurimmat ongelmat sijoittuvat vastaanottavaan päähän, eli siihen kuinka saada mahdollisimman varmasti viilu menemään oikealle tasolle ongelmitta ja nopeasti. Toinen suunnitteluun liittyvä ongelma löytyy siitä, miten saadaan erikokoisia viiluja kiihdytettyä samalla laitteella. Tätä varten on suunniteltava kiihdyttimen sisään ohjureita, jotta viilu kiihtyy vain toisessa reunassa, jolloin sen asentokulma kuljettimeen nähden ei muutu kiihdyttäessä. Kiihdyttimen lähtevän pään suunnittelussa pitää ottaa huomioon se miten viilut ohjau-

tuvat kiihdyttyään viilun pinkkauslaitteistolle menevälle kuljettimelle. Myös kuljetin hihnojen ja paininhihnojen sijoittelu toisiinsa nähden ohjaavien hihnapyörien avulla on suunnittelun kannalta erittäin tärkeää. Ohjaavat hihnapyörät pitää olla myös säätyviä, koska viilun paksuudet vaihtelevat 1 mm- 3 mm.

Kiihdytinkuljetin rakentuu teräksisistä putkipalkeista ja teräslevyistä. Kiinnitykset tapahtuvat hitsaamalla ja pulttiliitoksilla. Rakenteessa on tärkeää ottaa huomioon anturoinnin ja voimansiirron sijoittelu. Servomootorit ja voimansiirto on sijoitettu kiihdyttimen lähtöpään puolelle rakenteen sivuille, josta on helpointa siirtää voima kuljettimelle. Voimansiirto on sijoitettu lähtöpuolelle sen takia, että tällöin hihnat vetävät viilua eteenpäin eivätkä työnnä. Näin saadaan tehokkaammin liikuttua kuljetinhihnoja. Anturointia varten pitää tukirakenteessa olla tarpeeksi avoimia rakenteita, että optiset sensorit pystytään asentamaan ja toimimaan halutulla tavalla. Tämä saadaan aikaan sillä, että kiihdytin koostuu usean rinnakkaisen hihnaston järjestelmästä. Hihnojen välistä saadaan anturointi valvomaan viilun liikkeitä, sekä puusta irtoava pöly ja mahdollinen muu lika pääsee vapaasti puotoamaan pois. Kuljettimen hihnoja on käsitelty tarkemmin luvussa 7.4.

Kuljettimessa on siis kahdet hihnat päällekkäin, joista ylemmät ovat paininhihnoja. Niiden tarkoitus on vähentää viilun liikkumista poikittain kiihdyttäessä. Toinen syy on se, että viilu saadaan kiihdytettyä varmasti oikeaan nopeuteen ilman viilun luistamista hihnojen päällä.

6.2 Toimilaitteet

6.2.1 Voimansiirto

Voimansiirto toteutetaan servomootorilla ja siihen liitettyllä planeettavaihteella. Moottorin tehonsiirto tapahtuu yhden kiihdytynyksikön ylä- sekä alapuoliselle hihnalle hammashihnan välityksellä. Ylä- sekä alapuoliset hihnat ovat samalla välityksellä yhden moottorin vedon takana, jolloin varmistetaan kiihdyttimen ylemmän paininhihnan sekä alemman kuljetinhihnan yhtäläiset nopeudet. Tällä tavoin voidaan kiihdyttää alemmaa ja ylempää tasoa erikseen määrätyillä rampeilla. Hammashihnaa kannattaa käyttää tässä sovelluksessa, koska tehot eivät ole suuria, kuten eivät myöskään vääntömomentit. Voimansiirto mitoitettiin siis käsin, sekä moottorin ja vaihteen osalta myös Siemensin Sizer ohjelmalla, josta on kerrottu enemmän luvussa 7.3.

Hammashihnakäytön laskentaa varten tarvittavat kaavat ja taulukot ovat saatavilla SKS:n kotisivuilta. Näiden laskelmien perusteella on määritetty tarvittavat hammashihnakäytön komponentit.

Lähtöarvot

$$v = 4 \text{ m/s,}$$

$$a_{\text{kiihtyvyys}} = 5 \text{ m/s}^2,$$

$$a_{\text{jarrutus}} = 10 \text{ m/s}^2$$

$$m = \text{viilu} + \text{kuljetinhihnat} = 10 \text{ kg} + 16,8 \text{ kg,}$$

$$\eta = 0,05$$

Hihnapyörän halkaisija 150 mm, akselin halkaisija 40 mm

Todellinen hihnajännitys T_e :

$$\begin{aligned} T_e &= m \times a_{\text{jarrutus}} + m \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times \eta \\ &= 26,8 \text{ Kg} \times 10 \text{ m/s}^2 + 26,8 \text{ Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 0,05 = 281,15 \text{ N} \end{aligned}$$

Hampaiden lukumäärä 8mm jaolla on $= (\pi \times 150)/8 = 58,9$ eli 59 hammasta

Valmistajan taulukoista voidaan katsoa, että hihnan leveys on 21 mm ja että, hihnapyörä tällöin 30 mm leveä.

$$\begin{aligned} \text{Pyörän massa: } m_p &= \frac{\left[(D_{\text{hihnapyörä}})^2 - (D_{\text{akseli}})^2 \right] \times \pi \times \text{leveys}_{\text{pyörä}} \times \text{tiheys}_{\text{pyörä}}}{4 \times 10^6} \Rightarrow \\ &= \frac{\left[(148,64 \text{ mm})^2 - (40 \text{ mm})^2 \right] \times \pi \times 30 \text{ mm} \times 7,83 \text{ Kg} / \text{dm}^3}{4 \times 10^6} = 3,78 \text{ Kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Redusoitu pyörän massa: } m_{pR} &= \frac{M_p}{2} \times \left(1 + \frac{D_{\text{akseli}}^2}{D_{\text{hihnapyörä}}^2} \right) \Rightarrow \\ &= \frac{3,78 \text{ Kg}}{2} \times \left(1 + \frac{40 \text{ mm}^2}{148,64 \text{ mm}^2} \right) = 2,03 \text{ Kg} \end{aligned}$$

$$\text{Hihnan massa: } m_{\text{hihna}} = \left[(2 \times 2,5) + \frac{59 \times 8}{1000} \text{ m} \right] \times 2,5 \times \frac{44,8}{1000} = 0,613 \text{ Kg}$$

$$\text{Kokonaispaino } m = 2,03 \text{ Kg} \times 2 + 0,613 \text{ Kg} + 26,8 \text{ Kg} = 31,5 \text{ Kg}$$

$$\text{Kiihtyvyysovoima } F = 31,5 \text{ Kg} \times 5 \text{ m/s}^2 = 157,5 \text{ N}$$

$$\text{Jarrutusvoima } F = 31,5 \text{ Kg} \times 10 \text{ m/s}^2 = 315 \text{ N}$$

$$\text{Kitkavoima: } F_r = 31,5 \text{ Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 0,05 = 15,45 \text{ N}$$

$$\text{Käyttöjännitys } T_e = 315 \text{ N} + 15,45 \text{ N} = 330,5 \text{ N}$$

Kokonaiskäyttökerroin S_1 muodostuu useista taulukoista, joissa otetaan huomioon ryntääminen, kuormituksesta käyttöajan mukaan ja nopeussuhdekerroin. Taulukoiden avulla saadaan, että $S_1=1,6$. Suunnitteluvoima on tällöin $F_s = 1,6 \times 330,5 \text{ N} = 528,8 \text{ N}$

Laskelmien jälkeen voidaan tarkastaa riittääkö valittu hihna sovellukseen. Eli katsomalla taulukosta suhteen leveyskerroimen ja suunnitteluvoiman välille: $528,8 / 2167 = 0,244$, joten kun leveyskerroin 20 millimetrisellä hihnalla on 1, eli hihna

kestää varmasti. Murtokuormakin kannattaa laskea vielä varmuuden vuoksi, se saadaan myös taulukosta, ensin lasketaan kuitenkin käyttöjännitys kerrottuna hampaiden jaolla 8 mm ja 1,6 varmuuskertoimella: $330,5 \times 8 \times 1,6 = 4230,4$. Suurin murtolujuus on valitulla hihnalla 9700. Laskettu arvo on paljon pienempi, eli hihna kestää hyvin tähänkin arvoon verrattuna.



KUVIO 16. Kiihdyttimessä käytettäviä hammashihnapyöriä ja hihnoja (SKS. 2006)

6.2.2 Akselit ja kuljettimien hihnapyörät

Vetoakselin halkaisija voidaan määrittää sallittuun jännitykseen perustavalla kaavalla. Käytettävä umpiakseli on terästä, joten siihen kohdistuvan väännön perusteella voidaan arvioida tarvittava halkaisija millimetreinä seuraavasti:

$$\frac{D}{mm} = 6,6 \times \sqrt[3]{\frac{M_{vääntö}}{Nm}} = 6,6 \times \sqrt[3]{41Nm} = 22,76mm$$

Kaava löytyi Koneenosien suunnittelu- kirjasta, taulukosta 4.1–4. Lasketun akselin paksuuden mukaan kiihdyttimeen riittäisi 25 millimetrinen käyttöakseli, johtu-

en kohtalaisesta väännöstä, joka kohdistuu akseliin. Sovellukseen kannattaa kuitenkin valita käytännön takia 40 millimetriä halkaisijaltaan oleva akseli.

Kiihdytinkuljettimiin tarvitaan suuremmat hihnapyörät vetopuolelle sekä pienempiä hihnan kiristykseen sekä viilun sisäänottopuolelle.

6.2.3 Laakerointi

Kiihdyttimeen tarvittavien laakereiden mitoituksen perustana ovat laakereihin kohdistuva voima, joka tulee voimansiirrosta, sekä pyörimisnopeus, jonka maksimiarvo on 382 kierrosta minuutissa. Laakerin halkaisija on 40 millimetriä eli kiihdytinlaitteiston vetoakselin halkaisijan verran. Valittu laakeri on vierintälaakeri sekä siihen sopiva laakeripesä. Laakeri voidaan näiden arvojen perusteella valita suoraan laakerinvalmistajan sivuilta löytyvän taulukon avulla tai sitten vielä varmuudeksi laskea käsin, jotta ei mennä laakerin kantavuuskyvystä C ylitse. Kantavuusluvun laskenta löytyy Koneenosien suunnittelu -kirjasta (1995) sivuilta 450 - 459.

Laakerin kohdistuva voima F saadaan väännöstä ja laakerin etäisyydestä vetopisteeseen r :

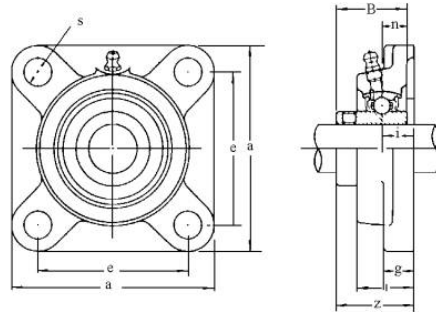
$$M = Fr \Leftrightarrow F = \frac{M}{r} = \frac{41Nm}{0,2m} = 205N$$

Laakerin nimelliskestoikä $L = 30000$ h (hihnakuljetin), kuulalaakeri $p = 3$, $n =$ maksimikierrokset minuutissa.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \frac{1000000}{60 \times n} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$\Rightarrow \sqrt[3]{\frac{60 \times n \times 30000}{1000000}} = \sqrt[3]{\frac{60 \times 382 \times 30000}{1000000}} = 8,83$$

Kantavuusluku C on tällöin: $C = 8,83 \times 205 \text{ N} = 1810 \text{ N} = 1,8 \text{ kN}$, joten valittu 40 millimetrin ja 2800 kierroksen laakeri kestää silloin varmasti (kantavuus 30,7 kN).



KUVIO 17. Kiihdyttimen laakerointi

6.3 Kuljetinhihnat

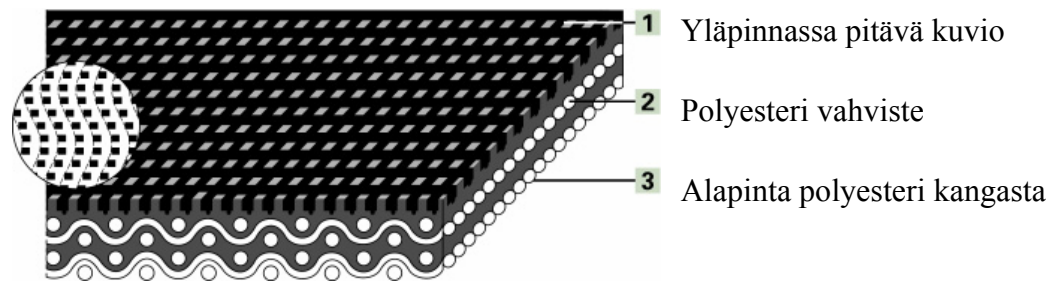
6.3.1 Suunnittelu ja mitoitus

Kiihdyttimien hihnojen mitat perustuvat siis luvussa 3.3 laskettuihin geometrisen mitoituksen arvoihin. Niiden avulla saadaan tietää hihnan pituudet sekä tarvittava kiihdyttimen kokonaisleveys ulommaisista hihnoista mitoitetuna. Hihnat kulkevat vetopyörän sekä pienempien ohjaushihnapyörien ympäri. Hihnojen liukupintana käytetään pinnoitettua vaneria tai teräslevyä, joka on kiinnitetty runkorakenteeseen. Liitteessä 1/3 on esitetty optimimitat kiihdyttimelle. Näiden arvojen perusteella pystytään määrittämään hihnojen kokonaispituus molempiin tapauksiin. Hihnan leveys määräytyy hihnapyörien leveyden mukaan.

6.3.2 Hihnatyypit

Sovellukseen tarvitaan kahta kuljetinhihnatyyppiä, vetopuolen eli alempiin kuljetinhihnoihin normaalia kuljetinhihnaa, sekä ylemmät hihnat sellaisella kuviolla, jossa on enemmän kitkaa. Kuljettimen hihnaksi sopii parhaiten seuraavantyyppinen hihnarakenne: Vetopuolelta eli alapuolelta polyesterikangasta ja yläpuolelta

PVC-muovia, jossa on aaltokuvioit luiston vähentämiseksi. Yläpuoliset paininhihnat ovat samalla rakenteella, mutta kuvio on hiukan karkeampi.



KUVIO 18. Kuljetinhihnan rakenne (Habasit. 2006)

7 SERVOMOOTTORIEN MITOITUS JA VALINTA

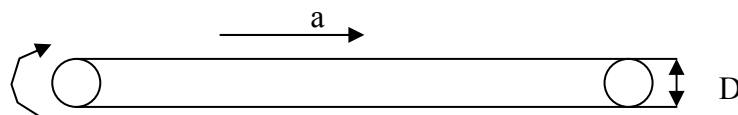
7.1 Yleistä servomoottorien mitoituksessa

Kiihdyttimessä käytettävä moottori on siis tyypiltään servomoottori. Moottorin mitoitusta varten tarvitsee laskea tarvittava vääntö kiihdytyksessä, tasaisesti ajettaessa, sekä hidastuksessa. Myös inertian vaikutukset vääntöön on laskettava. Tarvittavan tehon määrittämiseksi, pitää kertoa maksimivoima ja suurin kiihtyvyys. Teho voidaan redusoida akselille. Moottorilta vaadittavat kierrokset pitää myös selvittää hihnapyörän koon ja maksiminopeuden avulla.

7.2 Moottorilta vaadittavien arvojen laskenta

Väännön laskentaa varten tarvitsee määrittää sopiva hihnapyörän säde r , sekä voima, joka saadaan maksimi kiihtyvyydestä ja liikutettavan massan painosta.

Kiihdytys tapahtuu vaakatasossa, joten painovoiman vaikutusta ei tarvitse ottaa huomioon. Kuitenkin hihnapyörät ja kuljetinhihnat aiheuttavat hitausvoimia, jotka pitää ottaa huomioon määritettäessä moottorilta vaadittavaa kokonaisvääntöä.



KUVIO 19. Kiihdyttimen liike

$$F_{\max} = m_{\text{kok}} \times a_{\max} \quad \text{Eli: } F_{\max} = \text{painavin_viilu} \times \text{suurin_kiihtyvyys}$$

$$F_{\max} = 10\text{Kg} \times 5\text{m/s}^2 = 50\text{N}$$

Maksimikierrosluvun kiihdytyksessä lasketaan seuraavalla kaavalla

$$n = \frac{v_{\max}}{D \times \pi} = \frac{4m/s}{0,2m \times \pi} = 6,367s^{-1} \approx 382 \text{ min}^{-1}$$

Kierrosten laskussa pitää käyttää maksiminopeutta, D on hihnapyörän halkaisija. Kierrosnopeuden alentamiseksi tarvitaan vaihde, koska servomoottorit antavat yleensä kierroksia 2500–4000 kierrokseen.

Vääntö staattisella kuormituksella ajettaessa tasaisesti:

$$M_{\text{staatt}} = m_{\text{viilu}} \times g \times 0,2 \times \frac{1}{0,9} \times \frac{D}{2} = 10kg \times 10m/s^2 \times 0,2 \times \frac{1}{0,9} \times \frac{0,2}{2} = 2,22Nm$$

Viilun painona käytetään suurimman 8-jalkaisen viilun painoa, pienellä varmuudella eli n.10 kg on silloin liikutettava massa. Hihnapyörä on arvioitu noin 160 - 200 mm halkaisijaltaan.

Väännön laskenta dynaamisella kuormituksella kiihdytyksessä:

$$M_{\text{dyn1}} = m_{\text{viilu}} \times a_{\max} \times \frac{1}{0,9} \times \frac{D}{2} = 10kg \times 5,5m/s^2 \times \frac{1}{0,9} \times \frac{0,2}{2} = 6,11Nm$$

Kiihdytyksessä on käytetty kiihtyvyytenä arvioitua maksimikiihtyvyyttä.

Vääntö hidastuksessa:

$$M_{\text{dyn2}} = m_{\text{viilu}} \times (-a_{\max}) \times 0,9 \times \frac{D}{2} = 10kg \times -10,0m/s^2 \times 0,9 \times \frac{0,2}{2} = -9,0Nm$$

Laskuissa käytetään hyötysuhde noin 90 % eli 0,9 ja kitkakerroin noin 0,2.

Massan eli suurimman viulun painon liikuttamiseen tarvittava vääntö ajosyklissä:

$$M_1 = M_{staat} = 2,22Nm$$

$$M_2 = M_{staat} + M_{dyn1} = 2,22Nm + 1,22Nm = 3,44Nm$$

$$M_3 = M_{staat} + M_{dyn2} = 2,22Nm + (-9,0Nm) = -6,78Nm$$

Moottorilta vaadittava teho:

$$P_{max} = F_{max} \times v_{max} = 10kg \times 10m/s^2 \times 4m/s = 400W = 0,4kW$$

Teho akselille redusoituna:

$$P_a = \frac{n \times M}{9,55} = \frac{382 \text{ min}^{-1} \times 6,11Nm}{9,55} = 244,4W = 0,244kW$$

Kiihdyttimen inertiaat eli liikemäärät:

Kuorman aiheuttama, (suora veto, ei vaihdetta laskettu kierrokseen mukaan)

$$\begin{aligned} J_{kuorma} &= m_{kuorma} \times \left(\frac{60 \frac{s}{\text{min}}}{2\pi}\right)^2 \times \left(\frac{v_{max}}{n}\right)^2 \\ &= 10kg \times \left(\frac{60 \frac{s}{\text{min}}}{2\pi}\right)^2 \times \left(\frac{4m/s}{382 \text{ min}^{-1}}\right)^2 = 0,100kgm^2 \end{aligned}$$

Kokonaisinertia saadaan laskemalla yhteen valitun moottorin sisäinen ja kuorman aiheuttamat inertiaat,

$$J_{kok} = J_{kuorma} + J_{moottori}$$

Moottorien laskennassa pitää ottaa myös huomioon, että yhdellä moottorilla kiihdytetään kahta hihnakokonaisuutta, joten kitkan merkitys kasvaa eli vääntöä tarvi-

taan enemmän moottorilta. Edelliset laskelmat ovat vain yhdelle kiihdytinkokoinaisuudelle, jossa on huomioitu vain viulun massa, ei hihnapyörien tai kuljetinhihnan massoja tai kitkavaikutusta. Todellisuudessa moottorilta vaadittaisiin siis enemmän tehoa ja vääntöä. Vaihdetta käyttämällä päästään lähelle käsin laskettuja arvoja tarvittavan moottorin näkökannalta, sillä esimerkiksi 1:10 vaihde alentaa kierrokset sopivaksi sekä pienentää tarvittavaa vääntöä moottorilta.

7.3 Servojärjestelmän ohjelmallinen mitoitus

Lopulliset moottorinmitoitukset tein erittäin kätevällä Siemensin Sizer- ohjelmalla. Ohjelmisto tuntui aluksi erittäin monimutkaiselta, mutta jonkin ajan kuluttua ohjelma alkoi käydä tutuksi ja se osoittautuikin erittäin päteväksi työkaluksi. Ohjelmassa pitää syöttää useita arvoja, jotta oikeat komponentit saadaan valittua applikaatioon. Tämä ohjelma ottaa huomioon, kun on valinnut itselleen sopivan sovellustyyppin, hihnapyörien lukumäärät ja massat sekä voimansiirron. Ohjelman tietojen syöttöä varten tarvitsi laskea kitkavoima, joka aiheutuu kuljettimen hihnoihin ja hihnapyöriin kohdistuvista kiihtyvyyksistä ja massoista.

Otettaessa huomioon vain liikutettava massa:

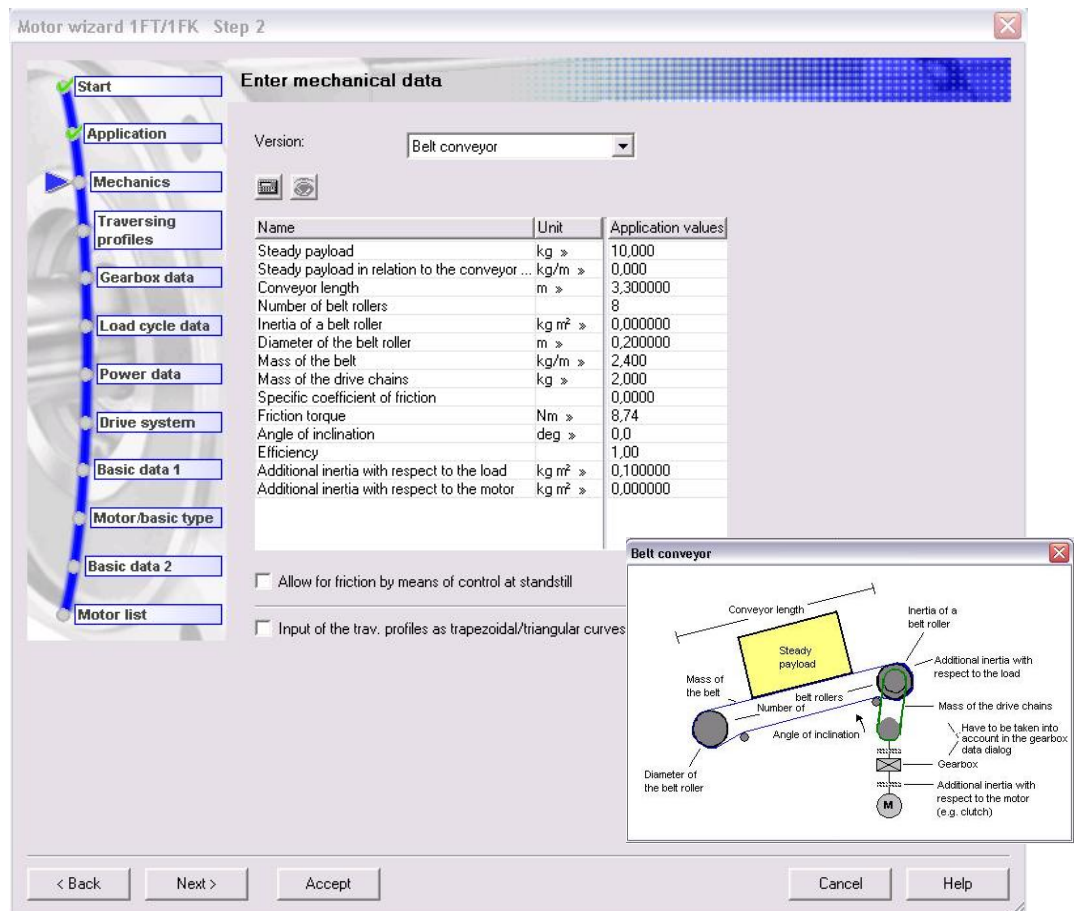
$$F_r = m \times g \times \mu = 10\text{Kg} \times 9,81\text{m/s}^2 \times 0,05 \text{ (kitka kumi)} = 4,91\text{N}$$

Jos hihnan massa otetaan huomioon: (laskettu neljällä hihnalla, paino 0,6 kg/m)

$$F_r = (m + (0,6 \times 4) \text{ Kg} \times 7 \text{ (m)}) \times g \times \mu \\ = 10 \text{ kg} + 16,8 \text{ Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 0,05 \text{ (kitka kumi)} = 8,74 \text{ N}$$

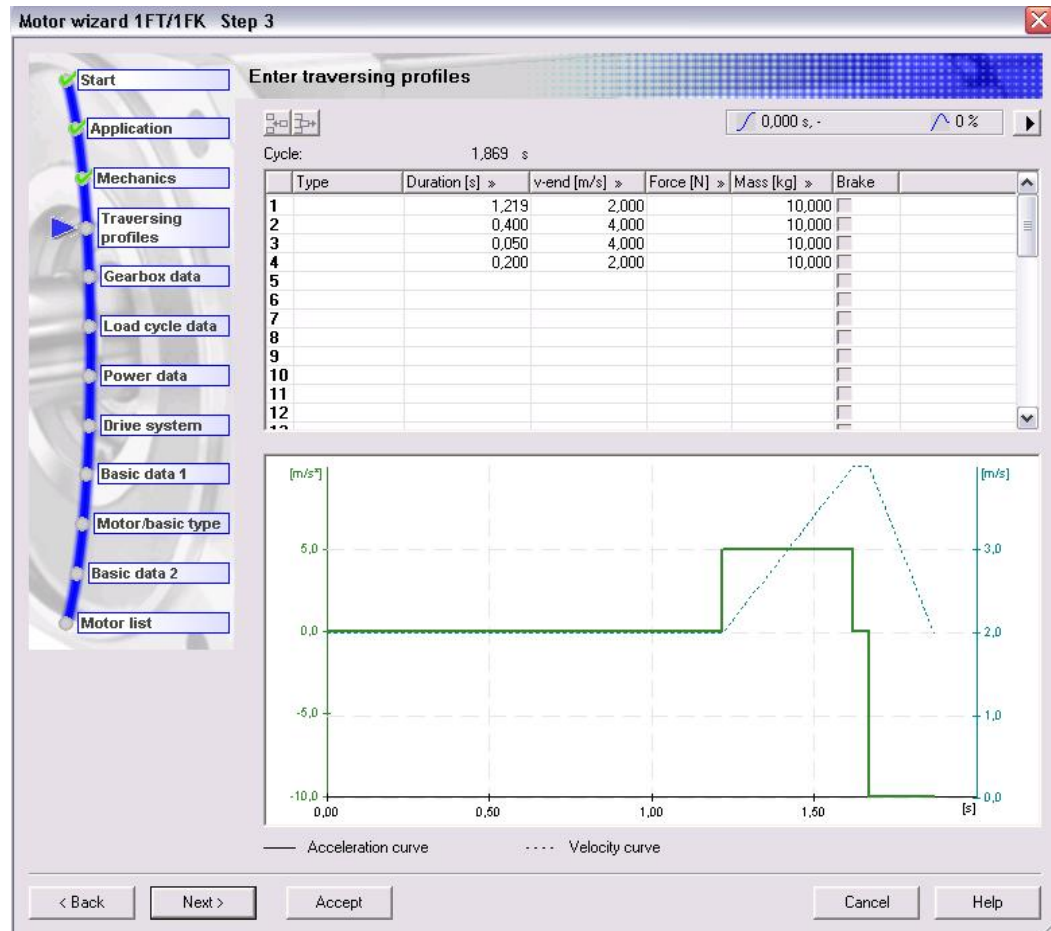
Muita syötettäviä arvoja ovat liikutettava massa (steady payload), kuljettimen pituus (conveyor lenght), hihnapyörien lukumäärä ja säde, voimansiirtohihnan ja kuljettimen hihnojen massat, massan aiheuttama inertia sekä tehokkuus ja käyttökulma, joka tässä tapauksessa on 0 astetta. Kuviossa 19 on esitetty ohjelman al-

kunäkymä, johon alkutiedot mekaniikan osalta asetetaan. Ohjelmassa edetään portaattain eteenpäin.



KUVIO 20. Sizer-ohjelman alkuarvojen asetuskäytäntö

Alkuehtoihin asetettujen arvojen avulla ohjelma laskee tarvittavat väännöt, vaihteen ja kierrosmäärät. Ohjelmaan pitää syöttää myös ajorampit, jotka helpottavat kiihtyvyyksien ja tarvittavien nopeuksien määrittämistä. Ajoramppien asetus on esitetty kuviossa 20. Syötettäviä arvoja ovat aika ja nopeus joka rampille sekä liikutettava massa.



KUVIO 21. Moottorin ajoramppien asettaminen Sizer-ohjelmaan

Lopulta ohjelma ehdottaa, kun on käynyt kaikki valikot läpi asetuksineen, sopivia moottoreita sekä vaihteen ja tarvittavat sähkökomponentit servojärjestelmään. Kaikista mitoituksista ja komponenteista löytyy kätevästi monta sivua dokumentteja, joista näkee ajorampit sekä kaikki tarvittavat arvot moottorista ja järjestelmän komponenteista. Ohjelmassa voidaan myös lisätä samaan applikaatioon useita akseleita, joiden avulla saadaan ohjelma laskemaan, millainen servomoottori tarvitsee olla esimerkiksi ylä- ja alapuolisten hihnojen eli tällöin kahden akselin liikuttamiseen. Esimerkkilaskelmat ovat liitteessä 2/1.

Sizer-ohjelman mitoitus tuloksena sain tarvittavan moottorin ja vaihteen koot sekä ohjausjärjestelmän komponentit: Moottorin koko on pitkälle kiihdyttimelle (8 jalkaa) 5,18 kW ja vääntöä tarvitaan noin 6 Newton-metriä sekä kiihdyttäessä 3820 kierrosta minuutissa. Kun verrataan käsin laskettuihin arvoihin, esimerkiksi

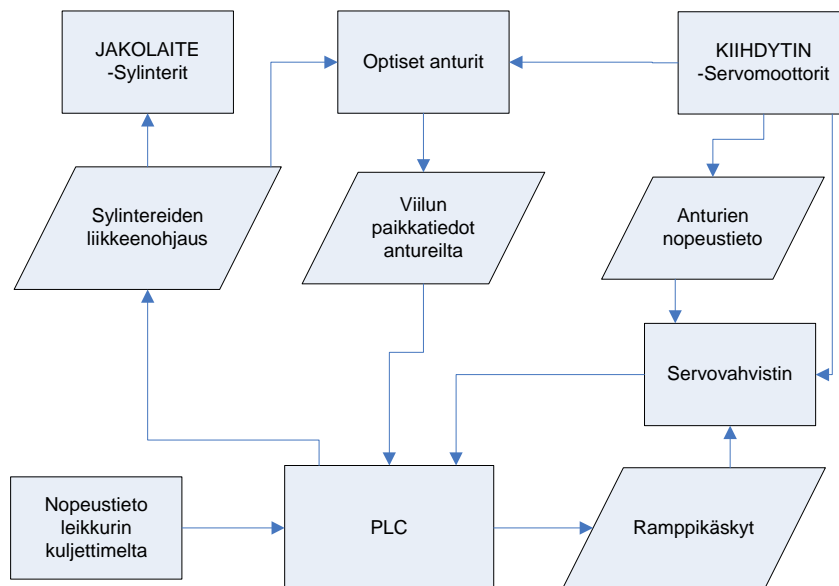
tehoon (0,4 kW), joka on laskettu ilman kitkoja ja muita hitausvoimia, huomataan, että todellisuudessa moottorin tarvitsee olla huomattavasti tehokkaampi. Moottori sisältää integroidun absoluuttianturin kierrosten seurantaan varten. Moottori ei tarvitse erillistä jäähdytystä. Vaihteena käytetään planeettavaihdetta, jonka välitys on yhden suhde kymmeneen (kuvio 22). Vaihteen jälkeen vääntö on noin 40 Nm ja kierroksia minuutissa 382. Nämä arvot ovat siis kiihdytyksen aikana. Ohjaus tehdään Siemens Sinamics S120 -sarjan servovahvistimella. Tarkemmat tiedot valituista komponenteista ovat liitteissä 2/2 ja 2/3.



KUVIO 22. Esimerkki planeettavaihteellisesta servomoottorista (Siemens. 2006)

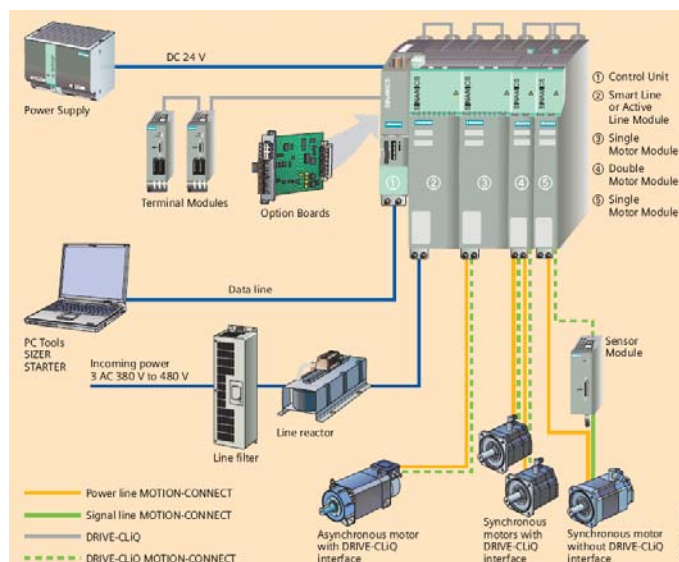
8 LIIKKEENOHAUS JA SERVOLAITTEISTO

Ohjausteknologia sai siis opinnäytetyön alkuehtojen mukaan olla riippumaton muista laitteistoista. Tämän takia pystyi kohtalaisen vapaasti valita sopivat ohjauskomponentit kiihdytinlaitteistoon. Ehtoina tietysti olivat, että järjestelmän voi liittää muihin käytössä oleviin järjestelmiin ja että moottorit niiden ja ohjaus tapahtuu servotekniikkaa hyödyntäen. Kiihdytinlaitteiston ohjaus tapahtuu servojärjestelmällä, johon kuuluu kaksi servomoottoria, joihin on integroitu pyörintää seuraavat pulssianturit ja servovahvistin, joka osaa ohjata yhtä tai vaihtoehtoisesti kahta moottoria samalla vahvistimella. Servolaitteiston ajoramppien lähtökäskyt saadaan ulkoisilta antureilta sekä ohjelmallisesti. Logiikka ohjaa servovahvistimen kautta moottorien nopeuksia. Kiihdyttimen alkunopeustieto saadaan logiikalle viulunleikkaukselta tulevalta kuljettimelta, jotta kiihdytin ottaa vastaan viulun samalla nopeudella kuin mitä nopeutta se tulee kiihdyttimelle. Logiikalla ohjataan myös jakolaitteen pneumaattisten sylintereiden liikettä sekä otetaan tietoa vastaan antureilta viulun liikkua laitteiston läpi. Kuviossa 23 on esitetty, miten automaatio sekä tiedonsiirto antureilta on toteutettu koko laitteistossa.



KUVIO 23. Kiihdytinlaitteiston automaation kuvaus

Siemensin Sinamics S120-sarjan servo-ohjausjärjestelmä tuntui heti eri järjestelmiä tutkiessani järkeväksi vaihtoehdoksi. Hyvää perustietoa järjestelmästä sain myös Siemensin edustajilta, jotka vierailivat Raute Oyj:ssä kahteenkin kertaan pitämään esitystä ja palaveria tuotteistaan (palaveri Siemens 2006). Järjestelmäkuvauksen mukaan (kuvio 24) se sisältää ohjainkortin ja moottorimoduuleita oman tarpeen mukaan. Kaikki kytketään kätevästi rinnakkain. Virtalähteeltä tarvitsee tietysti tuoda 24 voltin jännite ohjainyksikölle. Moduuleita on joko yhden tai kahden moottorin ohjaukselle sekä moottorin anturoinnille. Moottorimoduuleissa pitää ottaa huomioon, että maksimivirta vaikuttaa voiko kahta moottoria ohjaavaa korttia käyttää, sillä yhden moottorin moduulissa voi virtaa olla 282 ampeeria, kun taas kahden 2×36 ampeeria. Tästä voidaan päätellä, että kahden moottorin ohjauksessa moottoreiden pitää olla kooltaan paljon pienempiä. Tässä sovelluksessa Sizer-ohjelma antoi tarvittavaksi virraksi 12 ampeeria, joten kahden moottorin ohjaukskorttia voidaan tällöin käyttää. Näin säästetään tilaa ja vähennetään komponenttien määrää. Muita järjestelmässä tarvittavia komponentteja ovat linjamoduuli, johon kytketään vaihtojännite sekä linjasuodin. Myös terminaali-moduuleita voidaan kytkeä ohjausmoduuliin, niillä saadaan järjestelmään lisää Input/Output-liitäntöjä esimerkiksi lisäanturoinnille Servojärjestelmän parametrien asettaminen ja ohjelmointi tapahtuu Starter-ohjelmalla.



KUVIO 24. Sinamics S120 -servojärjestelmä (Siemens. 2006)

Muita vartenotettavia servokäyttöjä ja servomoottoreita löytyy Beckhoffilta ja Bosch Rexrothilta. Näiltä valmistajilta sain aika paljon tietoa servojärjestelmistä vierailemalla molemmissa yrityksissä paikanpäällä (palaveri Bechoff ja Rexroth 2006). Myös näiltä valmistajilta löytyy omat mitoitusohjelmat servokäyttöille ja moottoreille. Ne tuntuivat pienen testauksen jälkeen hieman hankalimmilta käyttää kuin Siemensin Sizer-ohjelma. Sopivia servomoottori-vaihtoehtoja tutkin myös Control Techniquesin moottorinmitoitusohjelmalla

Logiikaksi ohjaamaan koko järjestelmää, valitaan Siemens Simatic-300 -sarjan logiikka, sillä siihen saa riittävästi tuloja ja lähtöjä sekä laskentatehokin on riittävä tämän sovelluksen tarpeisiin. Siemensin logiikka liitetään servojärjestelmään Profibus- väylän avulla. Muiden valmistajien laitteistojen vaihtoehtoja tutkiessa kyseeseen tulee tällöin sulautettu PC eli logiikan ja Windows- käyttöjärjestelmällisen PC:n yhdistelmä. Tällainen vaihtoehto löytyy Bechoffilta. Rexrothin vaihtoehto logiikalle on taas perinteinen Profibus-väylän kautta liitettävissä oleva PLC.

9 ANTUROINTI

9.1 Antureiden valinta

Antureiden valintaan vaikuttavat lähinnä viilun nopeus ja materiaali eli puu. Huomioon pitää ottaa myös viilujen erittäin lyhyt väli toisiinsa kuljettimella. Tämä johtuu siitä, että kun viilut saapuvat leikkurilta, niiden välimatka toisiinsa on vain leikkurin terän paksuuden verran. Tästä syystä piti tutkia, mikä on paras vaihtoehto tarkkailemaan viilun tulevaa reunaa, että jakolaite osaa jakaa vuorotellen viiluarkkeja kiihdytys-kuljettimille ilman virheitä. Optinen valokenno toimii varmasti parhaiten tässä sovelluksessa, koska kyseessä on puu ja viilujen tulotahti laitteistolle on nopeaa. Sovellukseen kannattaa käyttää lähetin - vastaanotin paria tai sitten kohteesta heijastavaa mallia, jos puupöly tai asennuspaikka osoittautuu ongelmalliseksi. Antureista ja niiden toiminnasta sekä mallivaihtoehdoista sai hyvin tietoa Leuze:n kotisivuilta (Leuze. 2006).

9.2 Anturoinnin toiminta ja sijoittelu

Antureiden toiminta ja sijoittelu on toteutettu seuraavasti: Kun viilujen välinen rako saapuu anturin kohdalle, säde katkeaa. Näin havaitaan tulevat viilut ennen jakolaitetta, jolloin se saa oikean toimintasyklin jakaakseen puuviiluja vuorotellen molemmille tasoille. Valokennot pitää sijoittaa myös tarkkailemaan tulevien viilujen takareunaa kiihdyttimen sisässä, jotka tunnistavat, milloin pitää kiihdytysramppin alkaa. Antureita tarvitsee myös havaitsemaan, milloin viilu on kokonaan pois kiihdyttimen sisältä, jolloin voidaan hidastaa alkuperäiseen nopeuteen. Antureiden tiedoilla voidaan samalla myös seurata viilun etenemistä ja paikkaa laitteistossa. Anturoinnin sijoittelu koko kiihdytyslaitteistossa on esitetty liitteessä 4.

10 KÄYTETYT OHJELMISTOT JA VÄLINEET

Opinnäytetyössä käytin Microsoft Officen perustyökaluja, kuten Word, Excel ja visio. Käyttölaitteiden mitoituksessa käytin mitoitusohjelmia Siemensiltä eli Sizer-ohjelmaa ja pneumatiikkakomponenttien valmistajan Feston Propeu- sylinterien mitoitusohjelmaa. Hahmotelmien piirtämisessä ja mallinnuksessa käytin apuna Solidworks 2006 Education Editionia sekä Autocad 2006 -ohjelmia. Näillä ohjelmilla oli erittäin kätevä miettiä eri ratkaisuita mekaaniseen rakenteeseen, koska heti näki, miltä laitteisto ja järjestelmä voisivat näyttää. Työvälineinä käytin lähinnä työpaikan henkilökohtaista kannettavaa tietokonetta ja kotona olevaa tietokonetta. Eri materiaalilähteitä tutkin suuret määrät. Suurin osa oli valmistajien sivuilta löytyneitä, mutta myös Lahden ammattikorkeakoulun opettajilta sekä työpaikan verkosta saatavia materiaaleja käytin myös paljon työn teossa. Kirjallisuus oli lähinnä koneenrakennukseen sekä kaavoihin liittyvää, mutta myös servotekniikasta tuli luettua teoriaa.

11 YHTEENVETO

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella kompakti kiihdytyslaitteisto puuviilulle käyttäen servotekniikkaa. Opinnäytetyössäni tarvitsi laajaa osaamista, sillä työssä piti laskea paljon komponenttien sekä laitteen mittojen valintaa varten. Myös koko laitteiston mekaniikan suunnittelu oli aika työlästä, koska minulla ei ollut paljoa kokemusta kuljetinjärjestelmistä. Mielestäni kuitenkin alussa taulukoon yksi asettamani tavoitteet täyttyivät kohtalaisen hyvin, joita käsittelen seuraavissa kappaleissa.

Laskelmien avulla sain suunniteltua laitteesta tarvittavan kokoisen molemmille viiluarkkitapauksille, joiden maksimikoot olivat leveä 4 x 8 sekä pitkä 8 x 4. Myös laitteiston yksinkertaisuudessa pääsin mielestäni tavoitteeseen. Osien määrä ei noussut suureksi, sillä ratkaisussani käytetään erittäin yksinkertaista jakolaitetta sekä kiihdytinlaitteistoa. Servotekniikalla toteutettu kiihdytinlaitteisto tuotti hiukan päänsivaita kitkojen ja hitausmassojen osalta. Onneksi kuitenkin mitoitusohjelma auttoi asiassa erittäin paljon. Ohjelman avustuksella sain määritettyä optimaaliset servojärjestelmän komponentit moottoreineen.

Mekaniikan suunnittelu oli aika työlästä, sillä suunniteltavana oli jakolaite sekä kiihdytin, jonka tapaistakaan Rautella ei ole vielä ollut käytössä. Laitteen mekaanisessa toteutuksessa lähdin kuitenkin siitä, että yksinkertainen on paras ja toimivin. Täysin tarkkoja ratkaisuja jokaiseen mekaniikan yksityiskohtaan ei tämän opinnäytetyön puitteissa kerinnyt ratkaisemaan. Kuitenkin tärkeimmät eli laitteen pääosat ja perusrakenne tuli hyvin suunniteltua. Lopulta sain toimilaitteet ja mekaniikan yhdistettyä erittäin hyvin toimivaksi kokonaisuudeksi.

Riippumattomuus muusta linjastolla olevasta automaatiosta toteutui onnistuneesti, koska valitsin automaatiolaitteiston ohjaukseen logiikan, joka antaa käskyt servojärjestelmälle ja ottaa tietoa vastaan tulevalta kuljettimelta sekä jako- että kiihdytinlaitteiston anturoinnilta. Näin laitteisto toimii omatoimisesti, mutta kuitenkin on helposti liitettävissä esimerkiksi Profibus-väylän tai ethernetin avulla ympäröiviin teknologioihin.

Opinnäytetyö oli erittäin haastava, mutta kuitenkin mielenkiintoinen. Laajuus ehkä oli hieman liian suuri, sillä syvällisesti kaikkiin laitteistoon liittyviin asioihin ei ehtinyt paneutuma. Haastavuus kuitenkin sai aikaan sen, että erilaisia tietolähteitä tuli käytettyä runsaasti, joten samalla työ opetti paljon asioita servotekniikasta ja laitteistosuunnittelusta ylipäänsä.

LÄHTEET

Painetut lähteet

Johnsson J. & Kördel L. P. 2003. Servotekniikka oppikirja. Iisalmi: IS-VET Oy.

Koneenosien suunnittelu. P.1995 Juva: WSOY.

Valtanen E. P. 2005. Tekniikan Taulukkokirja. 13. painos. Jyväskylä: Gummerus.

Painamattomat lähteet

ABB 2006. TTT- käsikirja (Teknisiä Tietoja ja Taulukoita). [verkkojulkaisu].

Saatavissa: <http://www.abb.com>

SKS 2006. Gates hammashihnakäytön suunnitteluopas. [verkkojulkaisu]. Saata-

vissa: <http://www.sks.fi>

Habasit 2006. Catalogues. [verkkojulkaisu]. Saatavissa: <http://www.habasit.fi>

Leuze 2006. Catalogues. [verkkojulkaisu]. Saatavissa:

<http://www.leuze.de/english/>

LAMK. 2006. [verkkojulkaisu]. Servotekniikka. Lahti [viitattu 15.2.2007]

Raute 2006. Intranet, website. [verkkojulkaisu] Saatavissa: <http://www.raute.com>

SEW 2006. Servo planning guide. [verkkojulkaisu]. Saatavissa: [http://www.sew -](http://www.sew-eurodrive.com)

[eurodrive.com](http://www.sew-eurodrive.com)

Palaverit ja tapaamiset

Palaveri, 2006 Vantaa: Beckhoff Oy

Palaveri, 2006 Nastola: Siemens Oy

LIITTEET

Liite 1/1-1/5 Laskelmat kiihdyttimen mitoista ja esimerkit rampeista

Liite 2/1-2/3 Siemens Sizer -moottorikäytön valinnan tulokset

Liite 3 Festo Propeu-sylinterin mitoitusohjelman tulokset

Liite 4 Anturoinnin sijoittelu

Liite 5/1-5/4 Jakolaitteen ja kiihdyttimen CAD- ja 3D-kuvia

LASKETUT ARVOT**(lähtevä nopeus max 4 m/s)****(minimi kiihtyvyys on viilujen tulovälin perusteella laskettu,
eli millä kiihtyvyydellä keritään kiihdyttää ennen seuraavaa viilua)**

Tuleva nopeus 1.0 m/s				
	Tapaus 1.		Tapaus 2.	
	3 x 6	4 x 8	6 x 3	8 x 4
Arkkikoot Metreinä	0,914 x 1,829	1,219 x 2,438	1,829 x 0,914	2,438 x 1,219
viilujen tuloväli (s)	1,829	2,438	0,914	1,219
Min kiihtyvyys (m/s ²)	1,64	1,23	3,3	2,46
kiihdytysmatka (m)	2,74	3,66	1,37	1,83
Max hidastus (m/s ²)	10	10	10	10
hidastusmatka (m)	0,2	0,2	0,2	0,2
Painot	4,008 Kg	7,128 Kg	4,008 Kg	7,128 Kg
Kuljettimen minimi pituus (m)	3,3		2,1	
(Viilun pituus + kiihdyttämiseen ja jarruttamiseen tarvittava matka)				
Tuleva nopeus 2.0 m/s				
	Tapaus 1.		Tapaus 2.	
	3 x 6	4 x 8	6 x 3	8 x 4
Arkkikoot Metreinä	0,914 x 1,829	1,219 x 2,438	1,829 x 0,914	2,438 x 1,219
viilujen tuloväli (s)	0,915	1,219	0,457	0,61
Min kiihtyvyys (m/s ²)	2,19	1,649	4,376	3,3
kiihdytysmatka (m)	1	1,219	0,457	0,613
Max hidastus (m/s ²)	10	10	10	10
hidastusmatka (m)	0,2	0,2	0,2	0,2
Painot	4,008 Kg	7,128 Kg	4,008 Kg	7,128 Kg
Kuljettimen minimi pituus (m)	3,3		2,1	
(Viilun pituus + kiihdyttämiseen ja jarruttamiseen tarvittava matka)				

Tuleva nopeus 2.5 m/s				
Arkkikoot (jalkaa) metreinä	Tapaus 1.		Tapaus 2.	
	3 x 6	4 x 8	6 x 3	8 x 4
	0,914 x 1,829	1,219 x 2,438	1,829 x 0,914	2,438 x 1,219
viilujen tuloväli (s)	0,732	0,975	0,366	0,488
Min kiihtyvyys (m/s ²)	2,05	1,538	4,1	3,07
kiihdytysmatka (m)	0,75	0,731	0,275	0,366
Max hidastus (m/s ²)	10	10	10	10
hidastusmatka (m)	0,2	0,2	0,2	0,2
Painot	4,008 Kg	7,128 Kg	4,008 Kg	7,128 Kg
Kuljettimen minimi pituus (m)		3,3		2,1
(Viilun pituus + kiihdyttämiseen ja jarruttamiseen tarvittava matka)				

RAMPIT eli kannattavat kiihtyvyydet ja hidastukset (mahd. kompakti laitteisto)

kannattava hidastuvuus olisi 10 m/s², koska:

silloin aikaa hidastumiselle ei kulu liikaa, eikä se tapahdu liian pysähtyvästi

Kannattavat kiihtyvyydet saadaan määritettyä laskemalla sopivat arvot kahta viilun-
koko

tapausta huomioon ottaen:

Esimerkiksi tapaus 1. (tuleva nopeus 2,0 m/s) 4 x 8 viilun kohdalla kiihdyttimen koko mitta olisi noin:			
$S_{\text{kok}} = 2,438 + (0,5 \times 5 \times ((2/5)^2)) + (4 \times 0,05) (0,5 \times 10 \times 0,2^2)$	=		<u>3,238</u>
$S_{\text{kok}} = \text{viilunpituus} + \text{kiihdytys} + \text{tasainen_ajo} + \text{hidastus}$	=		kokonaispituus

Tällöin aika kuluu koko kiihdytysprosessiin noin 1,87 sekuntia (esimerkkilaskelma 1.)

Esimerkiksi tapaus 2. (tuleva nopeus 2,0 m/s) 6 x 3 viilun kohdalla kiihdyttimen koko mitta olisi noin:			
$S_{\text{kok}} = 0,914 + (0,5 \times 2,9 \times ((2/2,9)^2)) + (4 \times 0,05) (0,5 \times 10 \times 0,2^2)$	=		<u>2,004</u>
$S_{\text{kok}} = \text{viilunpituus} + \text{kiihdytys} + \text{tasainen_ajo} + \text{hidastus}$	=		kokonaispituus

Tällöin aikaa kuluu yhden viilun koko kiihdytysprosessiin noin 1,4 sekuntia (esimerkkilaskelma 2.)
(suhteutus viilujen tuloväliin)

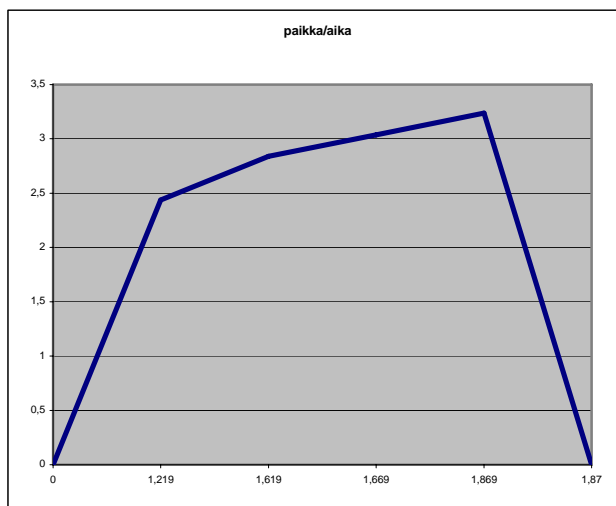
tapaus 1.	arvot, että kuljetin on noin 3,2 metrinen, nopeuden muutos 2 m/s			
viilun pituus (m)	kiihdytysaika	kiihtyvyyys	tasainen ajo(m)	koko pituus (m)
1,829	1,000	2,000	0,2	3,229
2,438	0,400	5,000	0,2	3,238
riittävä kuljetin pituus				3,3
tapaus 2.	arvot, että kuljetin on noin 2,0 metrinen, nopeuden muutos 2 m/s			
viilun pituus (m)	kiihdytysaika	kiihtyvyyys	tasainen ajo(m)	koko pituus(m)
0,914	0,690	2,900	0,2	2,004
1,219	0,385	5,200	0,2	2,004
riittävä kuljetin pituus				2,1

Kuljettimen koko Tapaus 1.	
	kokonaispituus 3,3 metriä kokonaisleveys 1,25 metriä, leveimmän viilunkoon mukaan
Kuljettimen koko Tapaus 2.	
	kokonaispituus 2,1 metriä kokonaisleveys 2,50 metriä, leveimmän viilunkoon mukaan

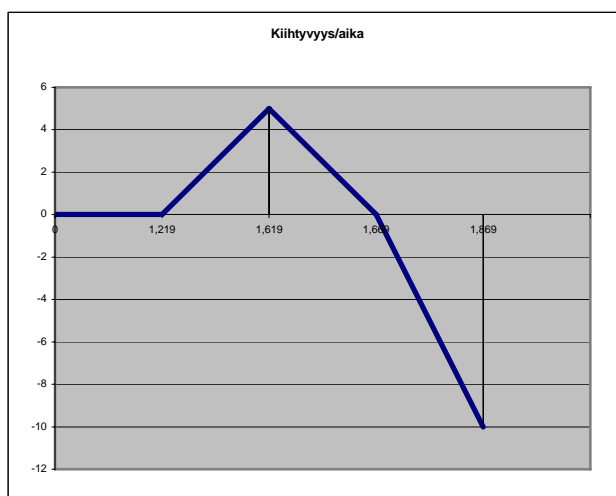
Esimerkkilaskelmat 1.

3,2 metrin kiihdytin (tuleva nopeus 2.0 m/s, lähtevä 4,0 m/s tapaus 1. 4 x 8, kiihtyvyyys 5,0 m/s²)

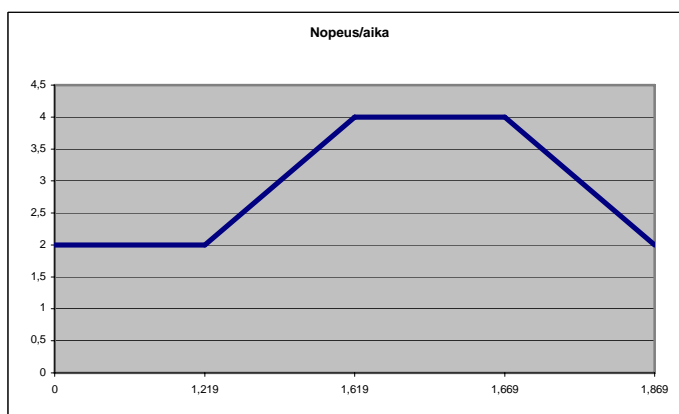
paikka	aika
0	0
2,438	1,219
2,838	1,619
3,038	1,669
3,238	1,869
0	1,87



kiihtyvyyys	aika
0	0
0	1,219
5	1,619
0	1,669
-10	1,869



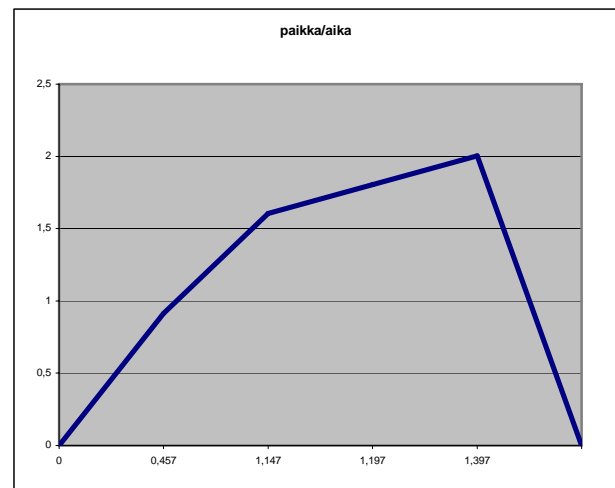
nopeus	aika
2	0
2	1,219
4	1,619
4	1,669
2	1,869



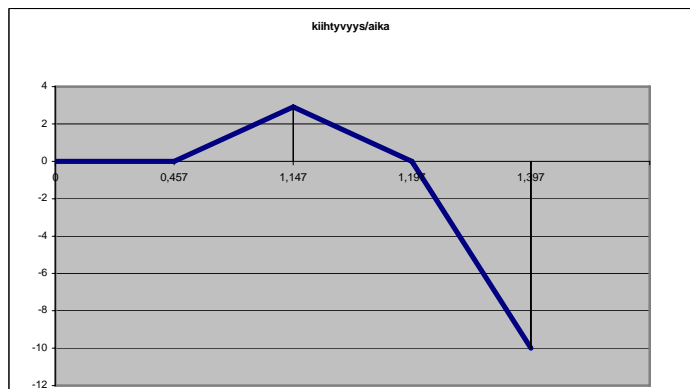
Esimerkkilaskelmat 2.

2,0 metrin kiihdytin (tuleva nopeus 2.0 m/s, lähtevä 4,0 m/s tapaus 2. 3 x 6, kiihtyvyyys 2,9 m/s²)

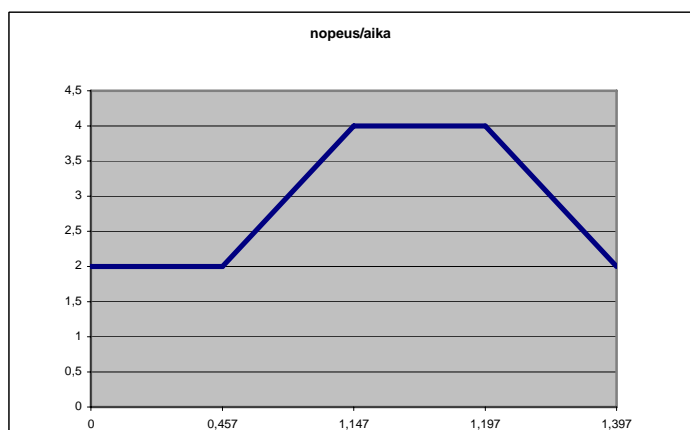
paikka	aika
0	0
0,914	0,457
1,604	1,147
1,804	1,197
2,004	1,397
0	1,397



kiihtyvyyys	aika
0	0
0	0,457
2,9	1,147
0	1,197
-10	1,397



nopeus	aika
2	0
2	0,457
4	1,147
4	1,197
2	1,397



Application data: Drive system / Axis / 1FK7063-5AH71-1KG3 [Application Travel drive / hoist drive / conveyor]

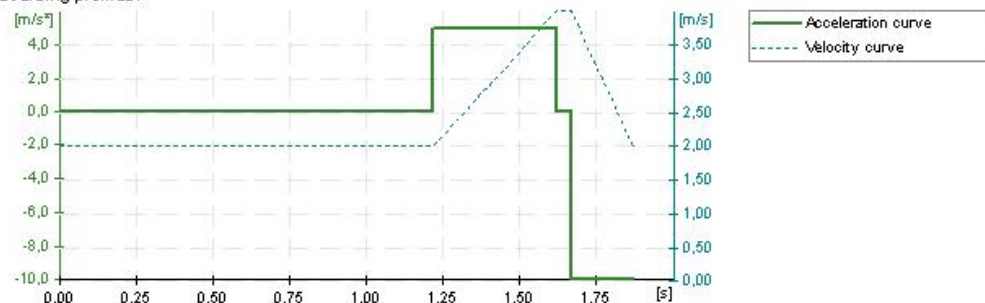
Mechanical data:

Travel drive / hoist drive / conveyor	
Version	Belt conveyor
Steady payload	10,000 kg
Steady payload in relation to the conveyor length	0,000 kg/m
Conveyor length	3,300000 m
Number of belt rollers	8
Inertia of a belt roller	0,000000 kg m ²
Diameter of the belt roller	0,200000 m
Mass of the belt	2,400 kg/m
Mass of the drive chains	2,000 kg
Specific coefficient of friction	0,0000
Friction torque	8,74 Nm
Angle of inclination	0,0 deg
Efficiency	1,00
Additional inertia (load)	0,100000 kg m ²
Additional inertia (motor)	0,000000 kg m ²

Mounted gearbox	
Gear ratio	10,000
Mounting position	Horizontal

Load cycle	
Rounding	0,000 s
Overshoot	0 %

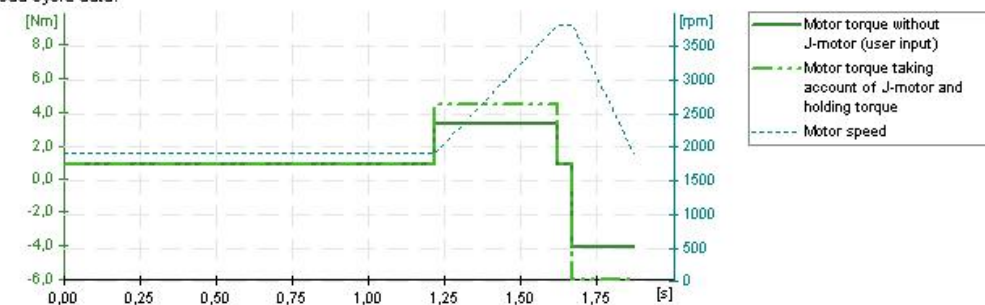
Traversing profiles:



Type	Duration [s]	v-end [m/s]	Additional force [N]	Additional mass [kg]	Brake
-	1,219	2,000	-	10,000	No
-	0,400	4,000	-	10,000	No
-	0,050	4,000	-	10,000	No
-	0,200	2,000	-	10,000	No

Load characteristic on the motor: Drive system / Axis / 1FK7063-5AH71-1KG3 [Application Travel drive / hoist drive / conveyor]

Load cycle data:



Type	Duration [s]	n-start [rpm]	n-end [rpm]	M-start [Nm] without J-motor	M-end [Nm] without J-motor	M-start [Nm] with J-motor	M-end [Nm] with J-motor	Brake
-	1,219	1910	1910	0,90	0,90	0,90	0,90	No
-	0,400	1910	3820	3,72	3,72	4,47	4,47	No
-	0,050	3820	3820	0,90	0,90	0,90	0,90	No
-	0,200	3820	1910	-4,48	-4,48	-5,99	-5,99	No

Drive system

- SINAMICS S DC/AC

DC link	Active line module (regulated DC link)
Configure in the smart mode	No
Take account of supply fluctuations	No
Cooling method	Internal air cooling
Sum of the DC link capacitances (without braking components)	0,815 mF
Maximum precharging limit	20,000 mF
Power loss of the components (without motor)	
DC/AC drive system	0,54 kW

- Input options

Line choke	6SN1111-0AA00-0BA1
------------	--------------------

- Line module

Order No.	6SL3130-7TE21-6AA1
Product name	Active Line Module
Line module / ambient conditions	
Installation altitude	1000 m
Ambient temperature	40 °C
Line module / catalog data	
Rated power	16,00 kW
Power loss	0,29 kW
Dimensions (height x width x depth)	100 x 410 x 270 mm
Line module / load-specific data	
Available power	16,00 kW
Line module / DC link power	
Evaluation	Power classes
Power class 1	
Effective power	1,09 kW
Peak power	2,19 kW
Power range	0,00 kW - 1,80 kW
Axis	Axis
Effective power	1,09 kW
Peak power	2,19 kW
Continuous	No
Calculated coincidence factor	1,00
Modified coincidence factor	-
Coincidence factor for max. motor DC link power	1,00
Total	
Effective power	1,09 kW
Peak power	2,19 kW

- Motor encoder

Encoder	Basic absolute encoder
Encoder evaluation	integrated

- 1st external encoder

Type	Built-on rotary encoder
Order No.	6FX2001-5FS24
Encoder	Absolute encoder SSI
Encoder evaluation	SMC 30
Order No.	6SL3055-0AA00-5CA0
Resolution	Multiturn (8192 x 4096 steps)
Voltage	10...30 VDC
Connection	Flange socket, radial
Flange	Synchronous flange
Clamping shoes	No
Spare connector	No
Female connector	No

- Motor

Order No.	1FK7063-5AH71-1KG3
Motor / ambient conditions	
Installation altitude	1000 m
Ambient temperature	40 °C
Temperature rise class	F/100K
Motor dimensioning	Determination of a suitable motor
Motor / catalog data (100K values)	
Motor type	1FK7
Version	Compact core type
Calculated power	5,18 kW
Static torque	11,00 Nm
Rated torque	3,00 Nm
Static current	12,00 A
Rated current	3,80 A
Rated speed	4500 rpm
Axis height	63 mm
Efficiency	84 %
Encoder	Basic absolute encoder
Encoder evaluation	Motor integrated
Cooling method	Self-cooling
Holding brake	Without holding brake
Shaft end	Smooth
Radial eccentricity tolerance	N
Vibration severity grade	N
Degree of protection	IP 64
Type of construction	IM B5 (IM V1, IM V3)
Direction of connection	270 degree rotatable
Paint finish	Anthracite (similar to RAL7016)
Motor / gearbox data	
Order No.	V42
Name	LP120-M01
Mounting position	Horizontal
Type of construction	IM B5
Gearbox shaft	With featherkey
Gear ratio	10,000
Operating mode	Continuous operation
Rated output torque	90,00 Nm
Maximum output torque	180,00 Nm
Rated output speed	260 rpm
Maximum output speed	480 rpm
Efficiency	0,97
Moment of inertia	0,000542 kg m ²
Motor / calculated data	
RMS motor current	3,35 A
Maximum motor current	6,94 A
Thermal utilization	38,2 %
Utilization of the max. possible torque	17,1 %
External moment of inertia / motor moment of inertia	3,3
Load speed / rated speed	0,504

Load data on the motor shaft	
Load type	Application Travel drive / hoist drive / conveyor
Version	Belt conveyor
Effective load torque	2,94 Nm
Mean speed	2268 rpm
Peak torque	5,99 Nm
Speed at peak torque	3820 rpm
Max. speed	3820 rpm
Rounding	0,000 s
Overshoot	0 %
Load data on the mounted gearbox	
Mean output torque	26,93 Nm
Maximum output torque	40,61 Nm
Mean output speed	227 rpm
Maximum output speed	382 rpm
Shock factor	1,20

System parameters - Select main settings here.



Desired positioning time Try to achieve a positioning time of exactly: s

with throttle valve

Initial cylinder parameters Required stroke mm

Alignment angle deg

Direction of movement Extend Retract

Air supply and tubing Air supply pressure bar

Tubing length Air supply > valve m

Valve > cylinder m

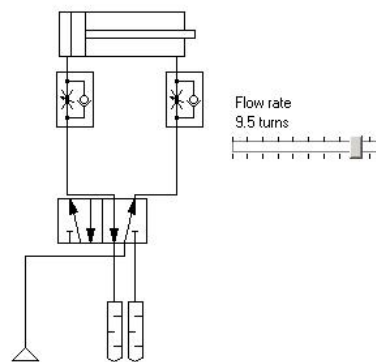
Load settings Moving mass kg

Additional thrust

Additional friction

Valve/tube/fittings selection System simulation

Please select the component(s) by clicking on the corresponding label or image below.



Cylinder 1x DNC-63-320-PPV-A

Shock absorber

Flow control valve GRLA-3/8-QS-10-D

Tubing [Cyl. > Valve] PUN-H-10x1,5-BL

Valve CPE24-M3H-5LS-3/8

Tubing [air supply > valve] PUN-16x2,5-BL

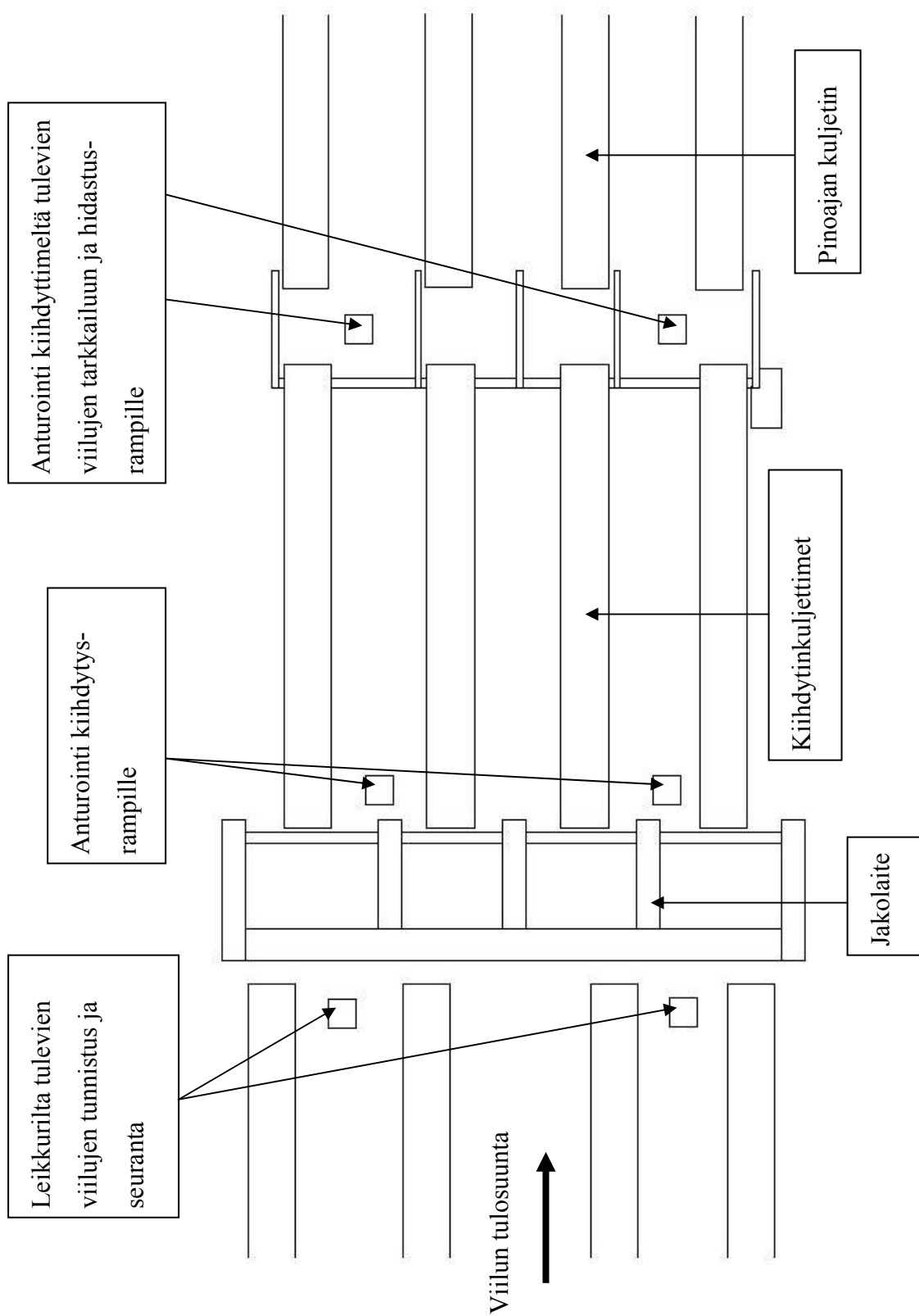
Silencer U -3/8

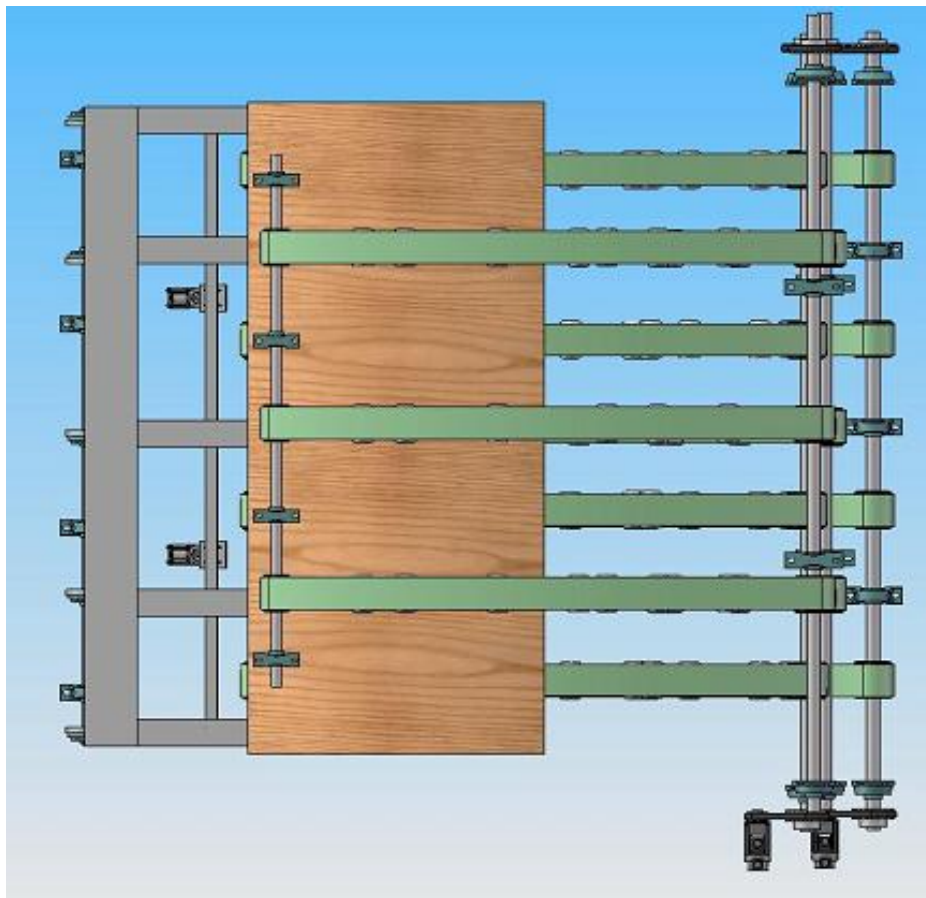
→ Simulating...

Results diagrams

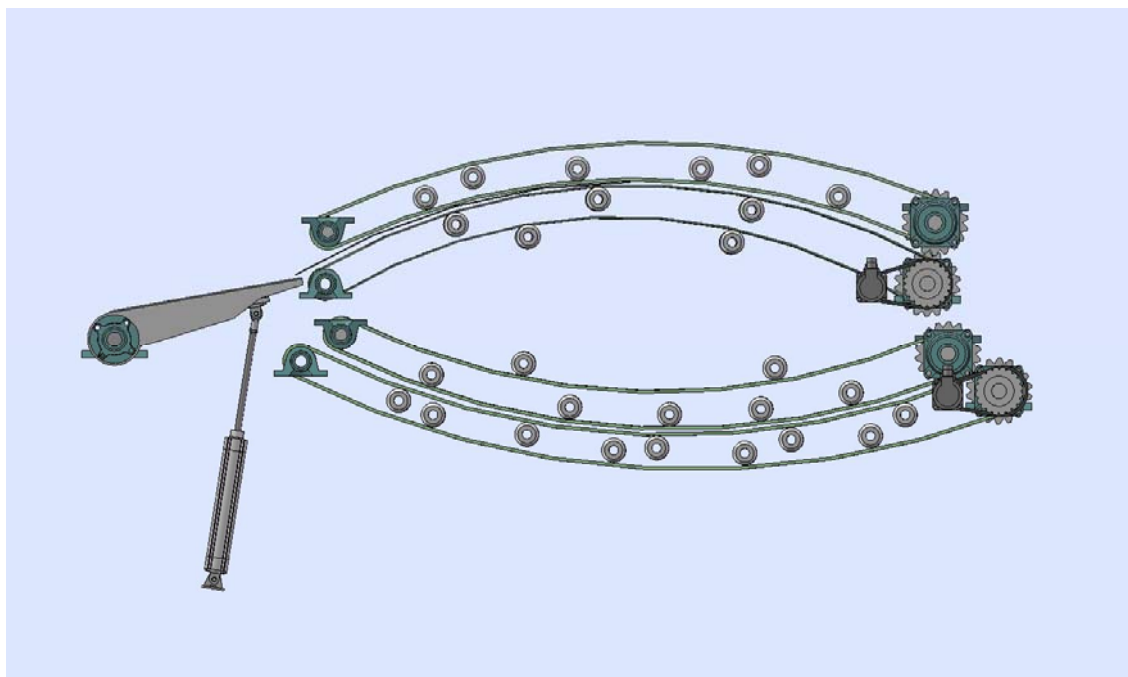
Total positioning time	0.52 s
Average speed	0.62 m/s
Impact speed	0.11 m/s
Max. speed	0.86 m/s
Kinetic impact energy	0.18 J
Mean flow speed	62.66 m/s
Minimum air consumption	7.4371 l
PPV settings	90 % ..

Anturoinnin sijoittelu koko laitteistoon (kuva ylhäältäpäin)

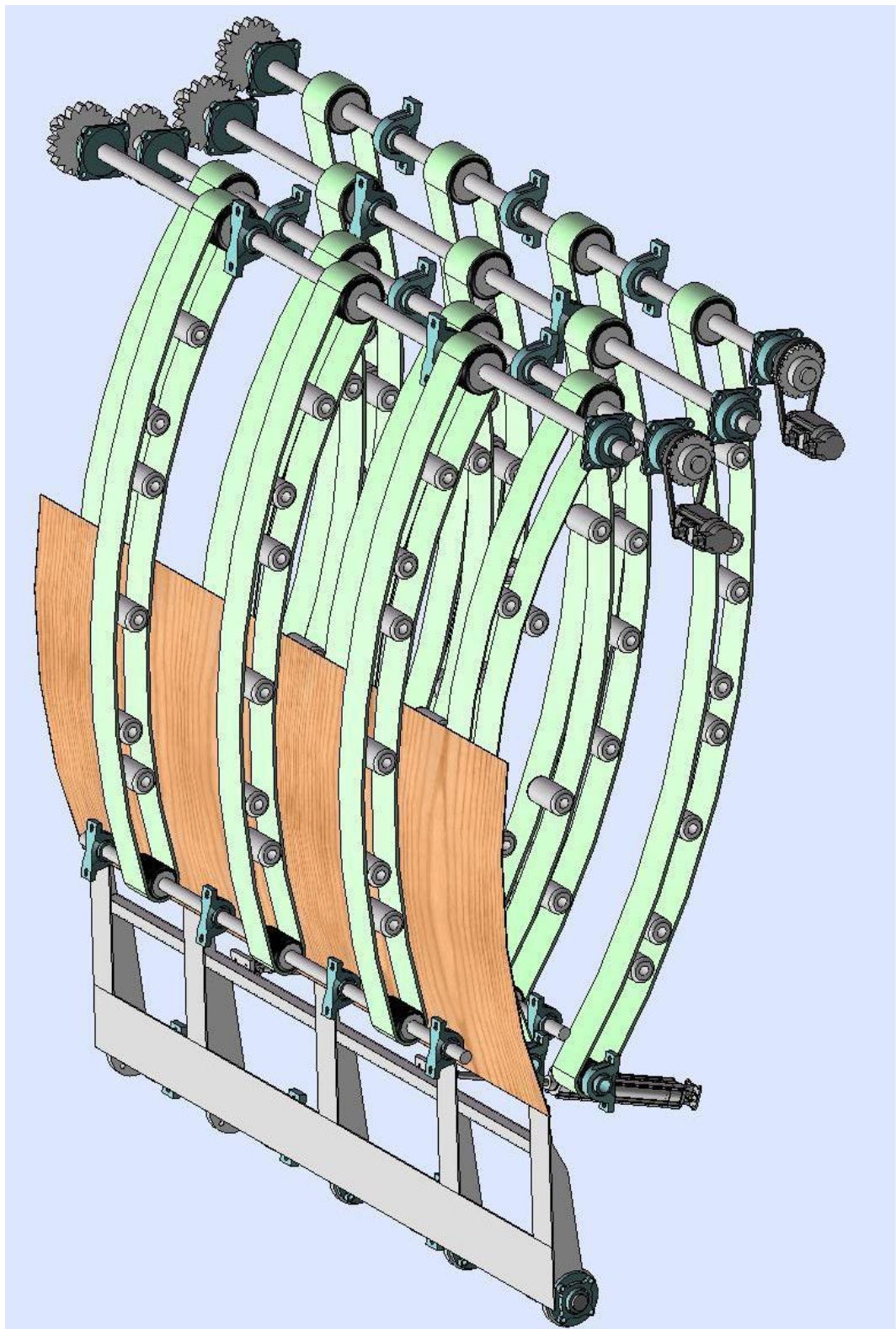




Kiihdyttimen ja jakolaitteen perustoimilaitteet sekä esimerkki kiihdytettävästä puuviilusta (kuva ylhäältäpäin)

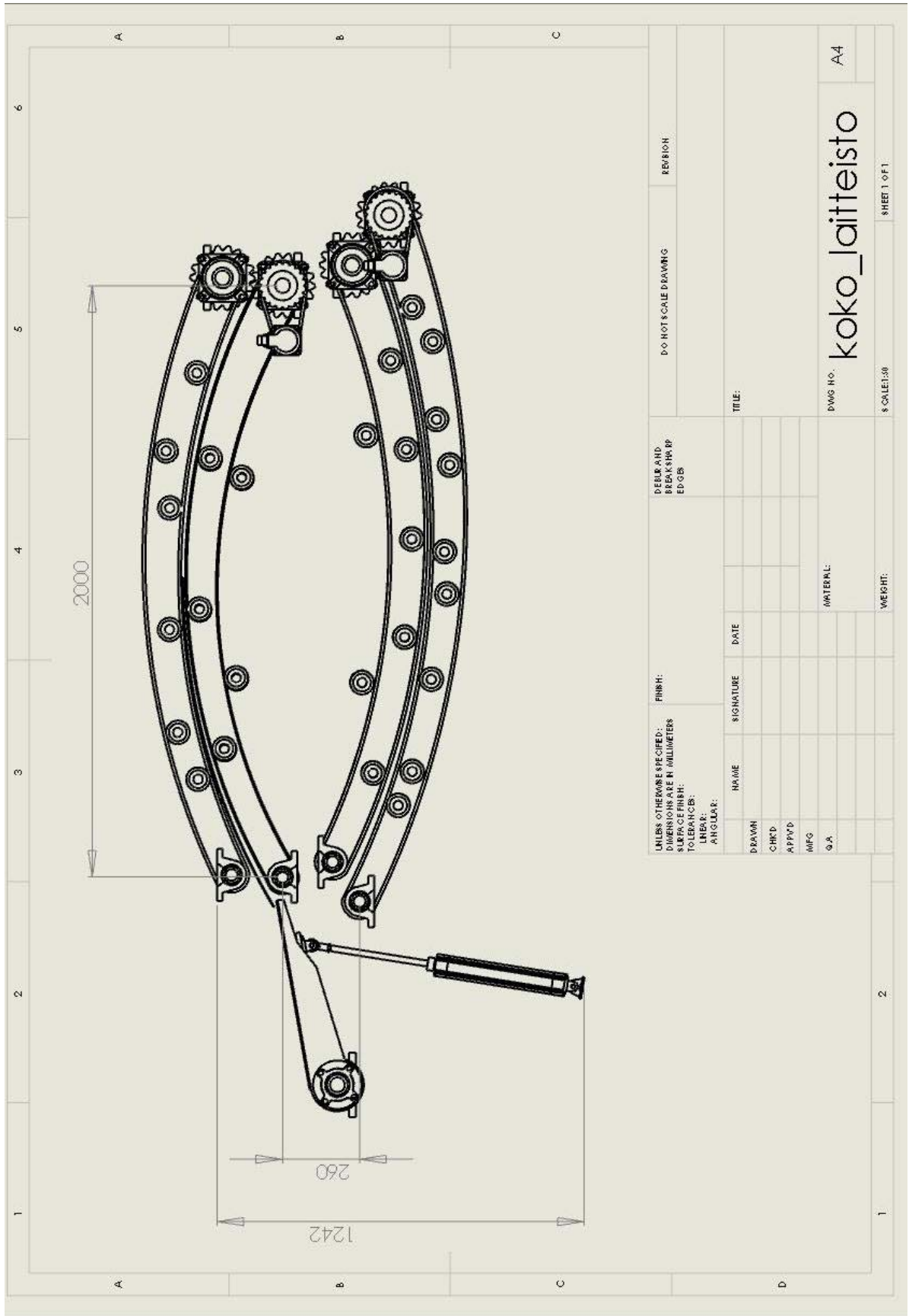


Kiihdyttimen ja jakolaitteen perustoimilaitteet (kuva sivusta)



Yleiskuva kiihdyttimen toimilaitteista ja mekaniikasta

Laitteiston päämitat 1.



Laitteiston päämitat 2.

