

SAIMAAN AMMATTIKORKEAKOULU  
Tekniikka Lappeenranta  
Konetekniikka  
Kone- ja tuotantotekniikka

## **ÖLJYNSUODATINPURISTIMEN SUUNNITTELU**

**Opinnäytetyö 2010**

## TIIVISTELMÄ

Ari Pietilä

Öljynsuodatinpuristimen suunnittelu, sivumäärä 28, liitteiden määrä 16

Saimaan ammattikorkeakoulu, Lappeenranta

Tekniikka, Konetekniikka

Kone- ja Tuotantotekniikka

Opinnäytetyö, 2010

Ohjaaja: Jukka Nisonen, koulutuspäällikkö

Tässä työssä suunnitellaan kone, jolla käytetyt moottorien öljynsuodattimet saadaan puristettua pienempään tilaan.

Työ aloitettiin määrittelemällä laitteen tarvittavat mitat ja kapasiteetti. Tämä suoritettiin tutkimalla kevyessä kalustossa eli henkilö- ja pakettiautoissa käytettävien suodattimien koot ja rakenteet. Seuraavaksi suunniteltiin rakenne ja valittiin siihen sopivat materiaalit. Komponenttien mitoitus varmistettiin lujuuslaskelmilla.

Lopputuloksena valmistui laite, jolla syntyvän suodatinjätteen tilavuutta voitiin pienentää ja samalla jätteen hävittämiskustannuksia alentaa.

Asiasanat: öljynsuodatin, kiinteä öljyinen jäte, suunnittelu, lujuuslaskelma, mekaniikka, hydraulikka

## ABSTRACT

Ari Pietilä

Planning of oil filter compressor, pages 28, appendices 16

Saimaa University of Applied Sciences, Lappeenranta

Technology, Mechanical Engineering

Scholarly thesis, 2010

Instructor: Jukka Nisonen, Head of degree programme

The purpose of this scholarly thesis was to plan a machine, which compresses used oil filters to smaller space and separates waste oil.

The first step was to define the measurements and the capacity of the machine. This was done by researching measurements and constructions of light vehicles oil filters. The second step was to design machine construction and choose suitable materials. The dimensions and strength of the components has been calculated.

The final result was a machine that can reduce the volume of waste and recycling costs.

Keywords: oil filter, solid oily waste, planning, strength assessment, mechanics, hydraulics

# SISÄLTÖ

1 JOHDANTO.....	6
2 SUUNNITTELU.....	8
2.1 Suunnittelun lähtökohdat.....	8
2.2 Alihankinta.....	8
3 KONETURVALLISUUS.....	9
3.1 Riskianalyysi.....	9
3.2 Käyttö- ja turvallisuusohjeet.....	10
4 TYÖN KULKU.....	11
5 MEKANIikka.....	11
5.1 Runko-osa.....	11
5.2 Päätylevyt / paininlevy.....	12
6 HYDRAULIIKKA.....	13
6.1 Sylinterin valinta.....	14
6.2 Pumpun valinta.....	14
6.3 Sähkömoottorin valinta.....	14
6.4 Kytkimen valinta.....	15
6.5 Putkiston suunnittelu.....	15
7 LASKELMAT.....	16
7.1 Runko-osan mitoitus.....	16
7.1.1 Runkopulttien vetokuormitus.....	16
7.1.2 Runkopulttien venymä.....	16
7.2 Päätylevyt ja paininlevy.....	17
7.2.1 Päätylevyjen taipuma.....	17
7.3 Hydraulijärjestelmän laskeminen.....	20
7.3.1 Sylinterin laskelmat.....	20
7.3.2 Nurjahdustarkastelu.....	20
7.3.3 Pumpun mitoitus.....	21
7.3.4 Moottoriteho.....	22
7.3.5 Putkiston laskeminen.....	22
7.4 Kokoonpanon periaate.....	25
8 OSIEN VALMISTAMINEN.....	26
8.1 CNC-ohjelmointi.....	26
8.2 Valmistus.....	26
8.3 Ohjelmointi.....	26
8.4 Valmistuskustannukset.....	27
9 YHTEENVETO.....	27
LÄHTEET.....	29
LIITE 1.....	30

KUVAT

TAULUKOT

LIITTEET

Liite 1 CNC-ohjelma

Liite 2-13, kuvia. Piirustukset koneen osista

# 1 JOHDANTO

Tämän työn tilaajana toimii AD autokorjaamo Pamex. Vuonna 1994 perustettu yleiskorjaamo tarjoaa henkilö- ja pakettiautojen huolto- ja korjaamopalveluja. Yrityksessä työskentelee 8 asentajaa ja 2 työnjohtajaa.

Työn tarkoituksena on pienentää ongelmajätteeksi luokiteltavien käytettyjen öljynsuodattimien kierrätyksestä aiheutuvia kustannuksia. Kyseisille jätteille on oma keräysastiansa, jonka tyhjentämisestä huolehtii Ekokem Oy. Laskutus ei tule kappalemäärästä vaan tilavuudesta. Jos samaan astiaan saadaan mahtumaan enemmän jätettä, pienenee suodatinta kohti tuleva kustannus. Suodattimen tilavuutta täytyy pienentää ja tätä varten suunniteltiin puristin, jolla suodattimet saadaan puristettua kasaan. Puristettaessa ulos valuva jäteöljy tulee myös saada otettua tarkasti ja siististi talteen omaan säiliöönsä.

Työ aloitetaan määrittelemällä koneen mitat ja tarvittava puristusvoima. Valitaan toimintatapa pneumaattisen ja sähköhydraulisen väliltä. Tutkitaan mahdollisuuksia, miten voitaisiin hyödyntää valmiiksi sopivalla mitoituksella olevia osia ja raaka-aineita, ns. sovelletaan standardimittoja. Osien valmistamista mietitään valmistusteknisistä näkökulmista ja pohditaan erilaisia vaihtoehtoja valmistusprosessiin. Valituille materiaaleille suoritetaan lujuuslaskelmat ja mietitään toleranssit sekä valmistuksen että koneen toiminnan kannalta. Hydraulikkajärjestelmä mitoitetaan laitteen vaatimuksia vastaavaksi ja suunnitellaan sopiva sähköjärjestelmä. Koneturvallisuuteen tullaan kiinnittämään erityistä huomiota, jotta se täyttäisi voimassa olevat säännökset niin mekaniikan kuin sähköturvallisuudenkin osalta. Lopuksi selvitetään laitteen valmistuskustannukset.

## **2 SUUNNITTELU**

Suunniteltaessa mitä tahansa konetta, täytyy selvittää koneelta vaadittavat ominaisuudet mahdollisimman tarkoin. Tällä asettelulla päästään siihen, että kone toimii tehokkaasti ja että sen käyttö- ja valmistuskustannukset ovat järkevässä suhteessa koneella saavutettavaan hyötyyn nähden.

### **2.1 Suunnittelun lähtökohdat**

Suunnittelulla voidaan vaikuttaa valmistuskustannuksiin merkittävästi. On järkevää pyrkiä käyttämään materiaalintoimittajien vakiotuotteita aina mahdollisuuksien mukaan. Kokoonpanon kannalta täytyy selvittää, millaisia konstruktioita pystytään käyttämään. Jos vain mahdollista, tulee välttää erikoistyökaluja tai erikoismenetelmiä vaativia rakenteita.

### **2.2 Alihankinta**

Valmistettavasta tuotteesta ja valmistusmääristä riippuu se, paljonko alihankintaa on järkevää käyttää. Ei ole järkevää kehittää vanhanaikaisia tai monimutkaisia rakenteita vain siksi, ettei itsellä ole mahdollisuuksia muunlaiseen toteutukseen. Myöskään hitailla ja tarkoitukseen soveltumattomilla menetelmillä ei kannata tehdä, jos itsellä ei ole vaadittavaa konekantaa ja osaamista. Tietyille aloille erikoistuneet alihankkijat usein pystyvät tekemään varsin järkevin kustannuksin. Yhteistyö alihankkijoiden kanssa voi myös antaa suunnittelijalle uusia näkemyksiä. (V-P Jurvanen, luentomuistiinpanot)

### **3 KONETURVALLISUUS**

Koneiden ja työkalujen turvallisuudelle on nykyään asetettu tiukat vaatimukset. Uusin koneiden valmistusta säätelevä direktiivi (2006 / 42 / EY) tuli voimaan 29.6.2008. Koneen valmistajan on noudatettava tätä asetusta 29.12.2009 alkaen. Konepääätös koskee käytännöllisesti katsoen kaikkia koneita ja työkaluja. Myös yksittäisvalmisteiset ja omaan käyttöön tulevat koneet kuuluvat päätöksen piiriin.

Koneen rakenteesta ja käyttötarkoituksesta riippuen voidaan siihen joutua soveltamaan vielä muitakin säädöksiä esim. paineastia- tai ajoneuvodirektiivi. (Konedirektiivi 2008)

#### **3.1 Riskianalyysi**

Riskianalyysissä selvitetään, minkälaisia vaaratilanteita koneen käytöstä voi aiheutua.

Puristimissa on aina vaara, että käyttäjän kädet voivat jäädä koneen liikkuvien osien puristukseen. Tämä voidaan estää kunnollisella koteloinnilla ja kahden käden käytöllä. Kahden käden käyttö tarkoittaa sitä, että koneen käyttösäätimet vaativat molempien käsien yhtäaikaista käyttöä, jotta kone toimisi. Näin ollen koneen käydessä loukkaantumisriskiä ei tältä osin ole.

Puristettaessa nestettä sisältäviä pakkauksia, voi olla vaara nesteen roiskumisesta puristamisen aikana. Tästä syystä koneen kotelointi on rakennettava siten, että kaikki ulos tuleva neste menee keräysastiaan, eikä pääse mistään roiskumaan koneen ulkopuolelle. Myös syöttöluukun sulkemismekanismin on toimittava automaattisesti, ettei luukku jää avonaiseksi vahingossa tai tarkoituksellisesti. Helpoiten tämä on toteutettavissa esim. jousikuormitteisella luukulla.

Hydraulijärjestelmä toiminnassa ollessaan sisältää korkeapaineista öljyä, joka ulos purkautuessaan esimerkiksi letkurikon takia, voi aiheuttaa erittäin vakavia



ja pysyviä vammoja käyttäjälle. Siksi letkujen suojaukseen on syytä kiinnittää huomiota. Letkut eivät missään tilanteessa saa joutua hankauksen tai muun kuluttavan liikkeen kohteeksi. Suojana tällaisessa tilanteessa voidaan käyttää tarkoitukseen soveltuvaa muovispiraalia, joka letkun ympärille käärittynä estää letkun pinnan hankautumisen. Teräviä kulmia ei saa olla letkujen läheisyydessä, eikä koneen lähellä saa olla tulityöpaikkaa tai muuta vastaavaa, josta voisi kohdistua kipinöitä, kuumuutta tai mekaanista rasitusta letkuihin ja koko hydraulijärjestelmään. Tulityöt koneen läheisyydessä on kielletty siitäkin syystä, että jäteöljy sisältää aina pieniä määriä siihen liuennutta polttoainetta ja suojarakenteista huolimatta palovaara on aina olemassa. Paras paikka laitteen sijoitukselle on öljyvarasto, joka on eristetty palamattomilla seinillä muusta korjaamotilasta ja on valmiiksi viranomaisten hyväksymä tila palavien nesteiden säilytykseen.

### **3.2 Käyttö- ja turvallisuusohjeet**

Koneesta laaditaan selkeät käyttö- ja turvallisuusohjeet, ja ne sijoitetaan kiinteästi koneen välittömään läheisyyteen. Koneen käyttäjille järjestetään käyttökoulutus.

## 4 TYÖN KULKU

Työn selostus on jaettu eri alueisiin. Ensin käsitellään laitteen suunnittelu ja toteutus käytännön osalta. Sen jälkeen esitetään työssä käytetyt laskelmat ja niiden tulokset. Osien valmistamiseksi CNC-koneella laaditaan ohjelmat ja tehdään laskelma kokonaiskustannuksista.

## 5 MEKANIikka

### 5.1 Runko-osa

Lähtökohtana on suunnitella vakaa ja tukeva laite. Puristustilanteessa on vaikea arvioida, miten mikäkin suodatin käyttäytyy kokoon puristettaessa. Hetkellä jolloin puristettava kappale antaa myöten, voi tulla keskilinjalta poispäin kohdistuvaa vääntöä. Tästä syystä neljästä pisteestä ohjauksensa ottava liukumekanismi on hyvä ratkaisu, koska se kestää hyvin mahdollisia sivuttaisvoimia joka suuntaan. Tällöin myös sylinteriin kohdistuu vähemmän säteittäisvoimaa.

Runkopultteina voitaisiin käyttää esimerkiksi pyöröterästä, joka samalla toimisi johteena sileän pintansa ansiosta. Pyöröteräksen käyttö kuitenkin vaatisi koneistuksia ja ylimääräisiä osia, jotka taas lisäisivät työaikaa ja kustannuksia.

Valmiin tangon sijaan tarkoitukseen valitaan M16 kierretanko 12.9 lujuisena. Valmis kierre koko matkalla tarjoaa etuja sileään tankoon nähden. Kierteitystä ei tarvita ja mekanismi on helposti säädettävissä eri iskunpituisille sylintereille. Johteena kierretanko ei toimi ja tästä syystä tarvitaan erilliset johdeputket, jotka tulevat runkopulttien päälle sille alueelle, jossa paininlevy liikkuu. Johteet saadaan helposti kiristettyä muttereilla paikoilleen sopivalle toimintakorkeudelle. M16 tanko valittiin lähtökohdaksi siksi, että sopivaa johdeputkea löytyy 19 mm ulkomitalla ja 1,5 mm seinämävahvuudella. Johdeputkia ei siis tarvitse koneistaa, vaan valmista putkea löytyy materiaalin toimittajan tuotevalikoimista. (Blom s., Lahtinen P., Nuutio E., Pekkola K., Pyy S., Rautiainen H., Sampo A., Seppänen P. & Suosara E. 2006)

## 5.2 Päätylevyt / paininlevy

Runkopultit kiinnittyvät päistään päätylevyihin. Ylempään levyyn kiinnittyy myös sylinterin männänvarsi ja alempi levy toimii alasinkappaleena. Levyjen tulee siis kestää koko systeemin rasitus taipumatta liikaa. Liiallinen taipuma voisi aiheuttaa muutosta johteiden linjauksessa.

Paininlevyyn kiinnittyy sylinteri takapäästään. Tässä levyssä taipumaa ei tapahdu, koska kuormitus tulee sylinterin takalaipasta keskelle levyä. Sylinteri kiinnitetään paininlevyyn pulteilla, joita varten levy kierteitetään. Läpipulttia ei käytetä, koska pulttien kannat jäisivät alapuolelta siihen kohtaan, johon suodatinta ohjaava holkki tullaan hitsaamaan.

Levyjen taipuma tutkitaan laskelmilla ja huomataan, että vahvistamista ei välttämättä tarvita, mutta runko-osan lujuuden ollessa huomattavasti vaadittua suurempi, voitaisiin päätylevyjä vahvistamalla saada samasta laitteesta myös tehokkaampi versio.

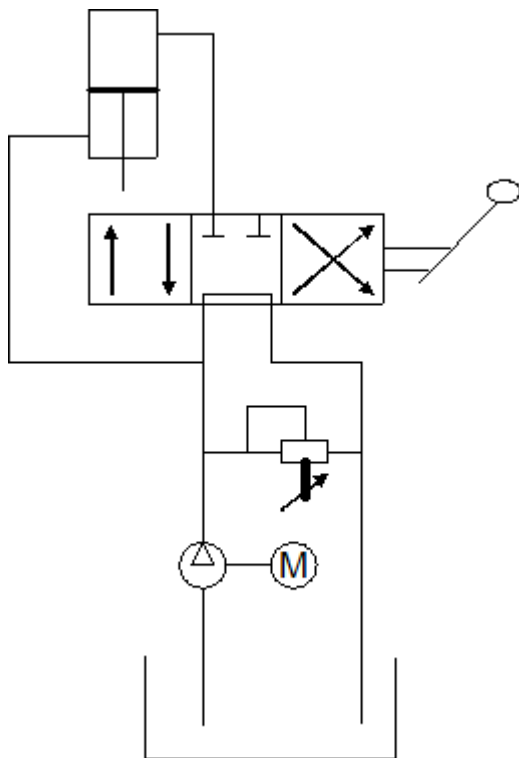
Vahvistaminen voitaisiin välttää käyttämällä paksumpaa materiaalia. Ylälevyssä tämä ei kuitenkaan onnistu, koska vakio mitoilla olevan sylinterin männänvarressa oleva kierre on vain 32 mm pitkä. M24 mutterin paksuus on 16 mm, joten nykyisellä levynpaksuudella levyn ulkopuolella oleva kierteen osa on juuri riittävä. Jotta paksumpaa levyä voitaisiin käyttää, olisi sitä koneistettava sylinterin kiinnitysreiän ympäriltä ohuemmaksi. Tässä tapauksessa voitaisiin kuitenkin soveltaa seuraavanlaista ratkaisua. Hitsataan päätylevyn yläpuolelle ainevahvuudeltaan 10 mm levy, johon on valmiiksi tehty reikä mutteria ja sen kiristystyökalua varten. Levy hitsataan reunoistaan sekä edellä mainitusta reiästä ympäriinsä kiinni. Alemman päätylevyn vahvikkeeksi käy umpinainen vahvikelevy. Toisaalta alempi päätylevy ei rasitu taipuman suhteen aivan yhtä paljon kuin ylempi, johtuen siitä, että puristuva suodatin kantaa suuremmalta pinta-alalta kuin ylempää levyä rasittava männänvarsi.

## 6 HYDRAULIIKKA

Tämä hydraulikkajärjestelmä koostuu seuraavista komponenteista:

- öljysäiliö
- öljypumppu
- sähkömoottori
- putkisto
- paineenrajoitinventtiili
- suuntaventtiili
- sylinteri.

Järjestelmän hydraulikkakaavio on kuvan 6.1 mukainen.



Kuva 6.1 hydraulikkakaavio

## **6.1 Sylinterin valinta**

Koneen puristusvoimaksi valitaan noin 50 kN. Markkinoilla on valmiina pneumaattisia puristimia, joita saa 40 kN ja 70 kN nimellisillä puristusvoimilla. Tutkimalla sylinterivalmistajien taulukoita ensisijaisesti kiinnitystavan osalta valikoitui myös sopiva männänhalkaisija. Suunnittelupaineena käytetään 160 bar. Sylinterin männänvarren paksuudeksi tulee 36 mm, suurin mitä tämän kokoiseen sylinteriin on saatavana. Sylinterin jäykkä kiinnitys ylä- sekä alapäistä ja tukeva männänvarsi vakauttavat koneen toimintaa. Koska sylinterin tekemä työ tapahtuu männän puolella, ei männänvarren paksuudella ole merkitystä voiman kannalta. Varren nurjahdustarkastelunkin perusteella valittu malli on tarkoitukseen sopiva.

Sylinterin tyyppi on HD 6120 LBK 63/36-250 (Hydoring)

## **6.2 Pumpun valinta**

Sopivaa pumppua määritettäessä tulee huomioida seuraavat seikat:

- järjestelmässä käytettävä neste ja sen viskositeettialue
- painealue
- pyörimisnopeusalue
- käyttölämpötila-alue
- käyttävän koneen tyyppi, kytkimen tyyppi yms.

Pumpuksi tulee hammasrataspumppu edullisen hintansa ja monipuolisen valikoimansa ansiosta. (Medifast tekniikka)

## **6.3 Sähkömoottorin valinta**

Sähkömoottoriksi otetaan normaali 1-vaiheinen oikosulkumoottori 1500 r/min. (ABB)

## 6.4 Kytkimen valinta

Moottorin ja pumpun yhdistämiseen tarvitaan kytkin. Tällaisessa konstruktiossa toimii parhaiten välyksetön sakaratyyppinen värähtelyvaimennettu kytkin. Kytkimen mitoittamiseen on olemassa valmiita laskureita kytkimien valmistajien Internet-sivuilla. (Movetec)

## 6.5 Putkiston suunnittelu

Putkia ja letkuja mitoittaessa lähtötietoina käytetään järjestelmän painetta ja tilavuusvirtaa. Paineen mukaan valitaan sopiva letkutyyppi, samoin kun putken materiaali ja seinämävahvuus. Virtausnopeus määrää sen, minkä kokoisella sisähalkaisijalla letkut ja putket valitaan. Laskennallinen tulos pyöristetään ylöspäin seuraavaan sopivaan putkikokoon.

Hydrauliikan taulukoista nähdään virtausnopeudet eri putkille:

- imuputki 1,0 m/s
- paineputket 5,0 m/s
- paluuputket 2,0 m/s.

Jokaisen putkityypin kohdalla tehdään laskelmat, joista selviää sopivat sisähalkaisijat. Putkina käytetään standardin SFS 2230 mukaisia teräsputkia. Oheisesta taulukosta 6.1 selviää putkien seinämävahvuudet eri paineilla.

Taulukko 6.1 putkien seinämävahvuudet

Nimellispaine (Mpa)	16	25
Putken ulkohalk (mm)	Seinämävahvuus (mm)	
6	1	1
8	1	1,5
10	1	1,5
12	1,5	2
16	1,5	2
20	2	2,5
25	3	3
30	3	4

## 7 LASKELMAT

### 7.1 Runko-osan mitoitus

#### 7.1.1 Runkopulttien vetokuormitus

Runkopultteihin kohdistuu staattinen vetokuormitus. Kierteen kohdalla vaikuttaa vetomurtokuorma  $F$  joka saadaan laskettua kaavasta 7.1

$$F = A_s * R_{p_{0.2}} \quad (7.1)$$

Nimelliskuorma neljälle runkopultille jakautuneena on 49876 N

$A_s$  = jännityspoikkipinta-ala

$R_{p_{0.2}}$  =vetomyötölujuus

Yhdelle pultille kohdistuva kuormitus

$$157 \text{ mm}^2 * 1080 \text{ N/mm}^2 = 169560 \text{ N}$$

Vetokuormitusta rakenne siis kestää moninkertaisesti yli nimelliskuorman. Kuten aiemmin todettua, pulttien kokoa valittaessa huomioitiin muut seikat, tästä syystä vetokuormituksen kestolla mitattuna olisi riittänyt ohuempikin.

#### 7.1.2 Runkopulttien venymä

Vaikka runkorakenteen venymä ei tässä kohtaa vaikuta muuhun kuin mahdollisesti johdeputkien löystymiseen, on se suunnittelun kannalta oleellista tarkastaa. Kokonaismitta ylä- ja alapäätylevyjen välillä on 850 mm. Kaavalla 7.2 lasketaan venymä nimelliskuormalla.

$$F = k * u \quad (7.2)$$

$F = 12469$  = yhden pultin kuormitus

$k$  = jäykkyysskerroin

$u$  = pultin venymä

Jäykkyysskerroin saadaan kaavasta 7.3 ja pultin venymää kuvaa kaava 7.4

$$k = \frac{E * A_s}{L_0} \quad (7.3) \qquad u = \frac{F}{k} \quad (7.4)$$

$E$  = kimmomoduli 206000 Mpa N/mm<sup>2</sup>

$A_s$  = jännityspoikkipinta-ala mm<sup>2</sup>

$L_0$  = pultin alkupituus

$$k = \frac{206000 \text{ N/mm}^2 * 157 \text{ mm}^2}{850 \text{ mm}} = 38049 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$u = \frac{12469 \text{ N}}{38049 \text{ N}} = 0.33 \text{ mm}$$

Runko siis venyy 0,33 mm maksimikuormalla. Johdeputket ovat kuitenkin vain 250 mm matkalla, joten niiden kohdalla venymä on alle puolet edellä mainitusta. Esikiristysten ansiosta johteet eivät löysty näin pienellä venymällä. (Saarineva 1995)

## 7.2 Päätylevyt ja paininlevy

### 7.2.1 Päätylevyjen taipuma

Päätylevyjen kesto taipuman suhteen tulee varmistaa, ettei liiallinen taipuminen vaikuta johteiden linjaukseen ja johda siten paininlevyn takertelemiseen tai juuttumiseen. Kyseessä on laatan taipuma tapaus, palkin taivutuksen kaavoja tähän ei voida soveltaa. Levyyn vaikuttava jännitys voidaan laskea kaavasta 7.5.



$$\max \sigma = \frac{3 * F}{2\pi * t^2} \left[ (1 + \nu) \ln \frac{2 * b}{\pi * r_r} + C1 \right] \quad (7.5)$$

$\sigma$  = jännitys

$t$  = laatan paksuus

$\nu$  = poissonin luku

$r_r$  = pistekuorman redusoitu säde =  $\sqrt{1.6 * r_F^2 + t^2} - 0.675 * t$

$r_F$  = pistevoiman säde

$C1 = 0.435$  (taulukosta)

$b$  = levyn tukipisteiden välinen etäisyys, tässä kulmittain pulttien väli.

$r_r = r_F$ , kun  $r_F > 0.5 * t$

Yläpäätylevyn  $r_F = 18$  mm

Alapäätylevyn  $r_F = 25$  mm

$r_r$  arvona voidaan siis käyttää suoraan kuormittavan alan sädettä, koska edellä mainittu ehtolauseke täyttyy molemmissa tapauksissa.

Suurin taipuma tulee ylälevyyn, koska kuorma on pienimmällä alalla. Alalevyyn kohdistuva arvo vaihtelee puristettavan suodattimen koon mukaan. Suodattimien halkaisija on todettu alkavan noin 50 mm mitasta ylöspäin. Mitoitus tehdään siis pienimmän säteen mukaan. Taipuman laskentakaava 7.6 on muotoa:

$$\delta = \frac{-C_2 * F * b^2}{E * t^3} \quad (7.6)$$

$\delta$  = taipuma

$C_2 = 0.1267$  (taulukosta)

$F$  = voima

$b$  = levyn tukipisteiden välinen etäisyys, tässä kulmittain pulttien väli

$E$  = kimmomoduuli 210 GPa

$t$  = levyn paksuus m

Sijoittamalla arvot yhtälöön, saadaan tulokseksi

$$\delta = \frac{-0.1267 * 49876 \text{ N} * 0.311 \text{ m}^2}{210 * 0.016 \text{ m}^3} = 0.71 \text{ mm}$$

Saatu arvo on teoreettinen pistekuorma, käytännössä taipuma on pienempi.  
(Valtanen 2007.)

### 7.3 Hydraulijärjestelmän laskeminen

#### 7.3.1 Sylinterin laskelmat

Sylinterin voima saadaan kaavalla 2.1 kertomalla männän pinta-ala järjestelmän paineella. Yksikköinä käytetään neliömetriä ja Pascalia. Tässä tapauksessa männän halkaisija on 63 mm ja paine  $160 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

$$F = \pi \left( \frac{0.063 \text{ m}}{2} \right)^2 * 160 * 10^5 = 49876 \text{ N} \quad (7.7)$$

Sylinterin tilavuutta tarvitaan määrittäessä sopivaa hydraulipumppu / moottoriyhdistelmää männän nopeuden laskemiseksi kaavalla 2.2. Sylinterin iskunpituus on 250 mm.

$$V = \pi \left( \frac{0.063 \text{ m}}{2} \right)^2 * 0.25 \text{ m} = 0.78 \text{ l} \quad (7.8)$$

#### 7.3.2 Nurjahdustarkastelu

Nurjahdustarkastelu on välttämätön aina kun mitoitetaan hydraulisylinteriä. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että tutkitaan kestääkö männän varsi taantumatta maksimikuormituksen joka siihen kohdistuu. Tässä työssä varmuuskertoimeksi määritetään 4. Nurjahdusvoima  $F_n$  lasketaan kaavasta 7.9.

$$F_n = \frac{\pi^2 * E * I}{64 * \ln^2} \quad (7.9)$$

$E$  = kimmomoduli =  $21 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$

$I$  = männänvarren neliömomentti

$\ln$  = männänvarren nurjahduspituus

Männänvarren neliömomentti saadaan laskettua kaavasta 7.10.

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (7.10)$$

d = männänvarren halkaisija

Sijoittamalla nurjahdusvoiman yhtälöön numeroarvot, saadaan tulokseksi

$$Fn = \frac{\pi^3 * 21 * 10^4 \text{ N/mm}^2 * 36 \text{ mm}^4}{64 * 250 \text{ mm}^2 * 4} = 684 \text{ kN}$$

Todetaan sylinterin kestävän rasituksen erittäin hyvin. Ohuempaan männänvarteen ei kuitenkaan kannata siirtyä, vaikka huomattava ylirajoitus nurjahduksen suhteen saavutetaankin.

Kuten aiemmin todettua, sylinteriin voi kohdistua vääntöä puristusvaiheessa ja näissä tilanteissa paksu männänvarsi on pidemmän päälle luotettavampi ratkaisu, sekä koneen virheettömän toiminnan kannalta ehdoton edellytys.

### 7.3.3 Pumpun mitoitus

Valitussa moottorissa käyttökierto-*sluvun* tiedetään olevan 1500 r/min. Männän liikenopeudeksi halutaan 0,05 m/s. Kun tiedetään sylinterin tilavuus, voidaan laskea mikä tulee olla pumpun kierrostilavuus. Pumppu pyörii sekunnissa 25 kertaa ja valitun sylinterin tilavuus 0,05 m<sup>3</sup> iskulla on 156 cm<sup>3</sup>. Tästä saadaan yhtälö, jolla kierrostilavuus saadaan selvitettyä

$$V = \frac{156 \text{ cm}^3}{25} = 6.24 \text{ cm}^3$$

Pumpun kierrostilavuuden tulee olla 6,24 cm<sup>3</sup>/r, jotta haluttu nopeus saavutetaan. Tuotto voidaan ilmoittaa myös litroina 9,375 l/min

### 7.3.4 Moottoriteho

Tarvittava moottoriteho saadaan selville kaavoista 7.11, 7.12 ja 7.13 kun tiedetään radiaanitulavuus  $V_r$ , pyörimisnopeus  $\omega$  rad/s ja järjestelmäpaine  $P_a$ .

$$\omega = \frac{1500 \text{ r/min} * 2\pi}{60 \text{ s}} = 157 \text{ rad/s} \quad (7.11)$$

$$V_r = \frac{9.375 * 10^{-3}}{1500 * 2\pi} = 9.95 * 10^{-7} \text{ m}^3 / \text{rad} \quad (7.12)$$

$$P = 160 * 10^5 * 9.95 * 10^{-7} * 157 \text{ rad/s} = 2500 \text{ W} \quad (7.13)$$

Tarvittava moottoriteho on siis 2500 W. Laite on suositeltavaa kytkeä 16A pistorasiaan.

### 7.3.5 Putkiston laskeminen

Putken sisähalkaisija  $d$  saadaan sijoittamalla kaavaan 7.14 putkessa virtaava tilavuusvirta  $Q$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) ja nesteen virtausnopeus  $v$  ( $\text{m/s}$ )

$$d = 2 * \sqrt{\frac{Q}{\pi * v}} \quad (7.14)$$

Laskelman tuloksesta saadun lähtötiedon perusteella voidaan letku- tai putkivalmistajien taulukoista valita halkaisijaltaan sopiva putki tai letku.

Kun sopiva putki on valittu, voidaan nesteen todellinen virtausnopeus kyseisellä halkaisijalla vielä tarkistaa kaavalla 7.15

$$v = \frac{4 * Q}{\pi * d^2} \quad (7.15)$$

Seuraavassa laskemat sisähalkaisijoista, imu- paine- ja paluuputkille:

1. Imuputki

$$2 * \sqrt{\frac{1.563 * 10^{-4} m^3 / s}{\pi * 1.0}} = 1,41 * 10^{-2} m = 14,1 mm$$

2. Paineputki

$$2 * \sqrt{\frac{1.563 * 10^{-4} m^3 / s}{\pi * 5.0 m / s}} = 6.31 * 10^{-3} = 6.31 mm$$

3. Paluuputki

$$2 * \sqrt{\frac{1.563 * 10^{-4} m^3 / s}{\pi * 2.0 m / s}} = 9,97 * 10^{-3} m = 9,97 mm$$

Imuputken seinämävahvuudella ei juurikaan ole merkitystä, mutta sisähalkaisija täytyy kuitenkin mitoittaa riittäväksi. Valitaan taulukosta 6.1 ulkohalkaisijaltaan 20 mm putki 2,0 mm seinämävahvuudella. Virtausnopeus hiukan laskee tällä putkikoolla, mutta vastaavasti myös turbulenssin mahdollisuus pienenee.

Paineputkeksi valittiin taulukon 6.1 mukaan ulkohalkaisijaltaan 12mm putki 1,5 mm seinämävahvuudella

Vastaavasti paluuputki on ulkohalkaisijaltaan 16 mm ja seinämävahvuus 1,5 mm.

Tarkistuslaskelmilla varmistetaan ettei virtausnopeus pääse minkään putken tapauksessa nousemaan yli ohjearvon. Tämä siis suoritettiin kaavalla 7.15

$$v = \frac{4 * Q}{\pi * d^2} \quad (7.15)$$

Sijoittamalla tilavuusvirrat ja putkien sisähalkaisijat kaavaan, saatiin virtausnopeuksien arvoksi seuraavanlaisia tuloksia:

Imuputki:

$$v = \frac{4 * 1.563 * 10^{-4} m^3 / s}{\pi * (16 * 10^{-3} m)^2} = 0,78 m / s$$

Paineputki:

$$v = \frac{4 * 1.563 * 10^{-4} m^3 / s}{\pi * (9 * 10^{-3} m)^2} = 2.46 m / s$$

Paluuputki:

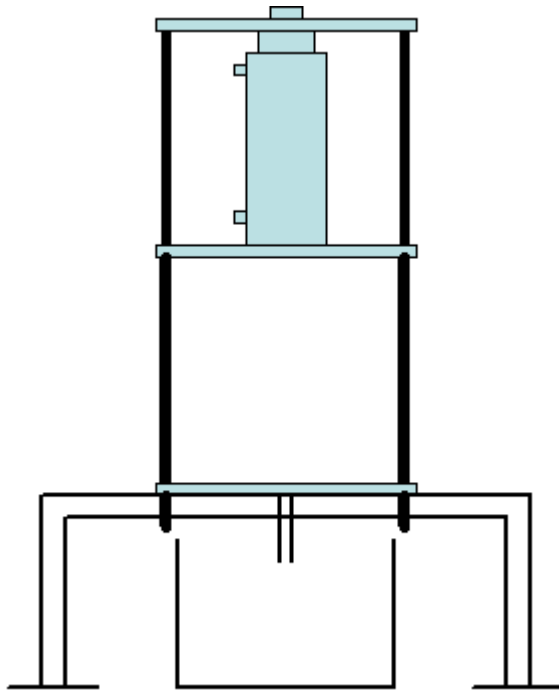
$$v = \frac{4 * 1.563 * 10^{-4} m^3 / s}{\pi * (13 * 10^{-3} m)^2} = 1.18 m / s$$

Verrattaessa saatuja tuloksia todellisista virtausnopeuksista luvussa 6.5 esitettyihin virtausnopeus suosituksiin eri putkityypeille, voidaan todeta putkien mitoituksen onnistuneen. Minkään putken kohdalla suositeltu virtausnopeus ei ylity.

(Orkamaa 2007.)

#### 7.4 Kokoonpanon periaate

Ohessa laitteen periaatekuva (kuva 7.1) ilman suojakatteita. Kone kiinnitetään runkopulteistaan sopivaan alustaan, jonka alle asetetaan jäteöljyastia. Tässä tapauksessa alusta rakennetaan teräsputkesta 50 mm x 50 mm profiilista ja se toimii samalla hydraulikoneikon jalustana.



Kuva 7.1 Puristimen periaatekuva



## **8 OSIEN VALMISTAMINEN**

### **8.1 CNC-ohjelmointi**

CNC ohjelmoinnissa tehdään ohjelma, joka määrittää työkoneen liikkeet ja toiminnot. Ohjelma voidaan käsittää eräänlaisina koordinaatteina, jotka ohjaavat konetta. Yleisesti käytössä olevia ohjelmointikoodeja ovat Heidenhein, ISO-koodi ja Fanuc. (Jurvanen V-P 2005.)

### **8.2 Valmistus**

Koneen pääty- ja paininlevyjen valmistaminen koneistuskeskuksen avulla on etenkin sarjatuotannossa hyvin kustannustehokas valmistusmenetelmä. Suurimmaksi osaksi työ on reikien poraamista levyaihioon, joten tällä menetelmällä päästään helposti haluttuihin toleransseihin.

Aihiona käytetään yhtä isoa levyä, johon tehdään tarvittavat koneistukset ja tämän jälkeen se leikataan tarvittaviin osiin. Etuna tässä on se, että samalla aihion kiinnityksellä saadaan tehtyä useampi koneistus. Tässä tapauksessa yhdestä levyaihiosta tehdään osat yhden koneen tarpeisiin. Yhdellä kertaa valmistettavien osien määrää rajoittaa koneistuskeskuksen liikevara, eli se kuinka suuri aihio koneessa mahtuu liikkumaan. Levyaihion mitoituseseen lisätään tässä tapauksessa 3 mm katkaisuvarat valmistettavien osien väliin.

### **8.3 Ohjelmointi**

Esimerkkiohjelma tehdään Heidenhain koodilla. Liitteenä (Liite 1) on laadittu esimerkkiohjelma puristimen levyjen valmistamiseksi. Ohjelma voidaan tehdä usealla eri tavalla, tämä on vain yksi vaihtoehto.

## **8.4 Valmistuskustannukset**

Koneen valmistuskustannukset koostuvat suurimmaksi osaksi tarvikkeista ja materiaaleista. Työkustannukset on pyritty pitämään alhaisina, mutta yksittäistä kappaletta valmistettaessa nekin korostuvat.

Merkittävin kustannussäästö saavutetaan, jos pystytään käyttämään valmista hydraulikoneikkoa sen sijaan, että kaikki laitteiston osat hankittaisiin erikseen. Tässäkin tapauksessa lopulta päädyttiin valmiin laitteiston hankkimiseen, koska laskelmiin sopiva tuote oli saatavilla. Samalla rakenne hiukan yksinkertaistui, koska moottorin ja pumpun välistä voitiin jättää erillinen kytkinjärjestelmä pois, suoravetoisen moottori/pumppuyksikön ansiosta. Tässä tapauksessa osien hintojen erotus oli noin 500 euroa.

Valmiin toimivaksi kasatun laitteen materiaalikustannukset ovat noin 600 euroa. Koneistus ja kokoonpanotöiden keskimääräiseksi osuudeksi voidaan laskea 250 - 350 euroa, työmenetelmistä riippuen.

Kovin tarkkaa arviota siitä, missä ajassa kone maksaa itsensä takaisin, ei ole mahdollista antaa. Tämä riippuu käsiteltävän jätteen määrästä ja koostumuksesta. Jättemäärän arvioidaan kuitenkin pienenevän noin kolmasosaan nykyisestä, jopa enemmän. Tämä tarkoittaa myös kustannusten vähenevän samassa suhteessa. Rahallisesti laskettuna kone maksaa itsensä takaisin 2 - 3 vuoden kuluessa.

## **9 YHTEENVETO**

Työ painottui eniten lujuus- ja mitoituslaskelmiin. Tarkoituksena oli oppia soveltamaan erilaisia kaavoja ja laskelmia käytännössä sekä muodostamaan näistä järkevä kokonaisuus. Tässä tapauksessa lopputuloksena on toimiva kone. Työ opetti hakemaan tietoa ja soveltamaan sitä tilanteen mukaan oikealla tavalla. Työn haasteellisuus muodostui pienistä suunnitteluun liittyvistä

yksityiskohdista. Esimerkiksi pieni muutos jossain osassa, saattoi saada aikaan suuremman muutoksen koko suunnitelmassa. Joissain tapauksissa piti laskelmia tarkastaa tai muuttaa jonkun toisen osan mitoitus. Oman näkemykseni mukaan saavutin ne tavoitteet, jotka olin tämän opinnäytetyön alueeseen asettanut.

## **KUVAT**

kuva 7.1 puristimen periaatekuva, s. 24

## **TAULUKOT**

taulukko 6.1 putkien seinämävahvuudet s. 14

## LÄHTEET

Työsuojelu <http://www.tyosuojelu.fi/fi/koneturvallisuus> Luettu 5.5.2010

Kytkimet <http://www.kytkimet.fi/> Luettu 5.5.2010

Hydoring <http://www.hydoring.com/fin/tuotteet/sylinterit> Luettu 5.5.2010

Medifast tekniikka <http://www.medifast-tekniikka.fi/fin/hydra/hydkomp2.htm>  
Luettu 5.5.2010

ABB <http://www.abb.fi> Luettu 5.5.2010

Movetec <http://www.movetec.fi/tuotteet> Luettu 5.5.2010

Valtanen E. 2007. Tekniikan taulukkokirja. Jyväskylä: Gummerus.

Karhunen J., Lassila V., Pyy S., Ranta A., Räsänen S., Saikkonen M. & Suosara E. 2001. Lujuusoppi. Helsinki. Otatieto.

Saarineva J. 1999. Lujuusoppi. Tampere. Pressus.

Blom S., Lahtinen P., Nuutio E., Pekkola K., Pyy S., Rautiainen H., Sampo A., Seppänen P. & Suosara E. 2006. Koneenelimet ja mekanismit. Helsinki. Edita Prima

Orkamaa, O. 2007 Hydraulikka-opintojakson luentomuistiinpanot. Saimaan ammattikorkeakoulu. Lappeenranta.

Jurvanen V-P. 2005 Koneistustekniikka-opintojakson luentomuistiinpanot. Saimaan ammattikorkeakoulu. Lappeenranta.

## LIITE 1

1 (4)

```
0 BEGIN PGM 1 MM
1 BLK FORM 0.1 Z X-25,000 Y-25,000 Z-16,000
2 BLK FORM 0.2 X+795,000 Y+246,000 Z+0,000
3 CALL PGM 100
4 TOOL DEF 1 L+0,000 R+8,000
5 TOOL DEF 2 L +0,000 R+5,000
6 TOOL CALL 1 Z S 1000,000
7 L X+0 Y+0 R0 F 9999 M
8 L Z+2,000 R0 F 9999 M
9 LBL1 CYCL DEF 1.0 PORAUS
10 CYCL DEF 1.1 ETAIS -2,000
11 CYCL DEF 1.2 SYVYYS -22,000
12 CYCL DEF 1.3 ASETUS 11,000
13 CYCL DEF 1.4 O.AIKA 0,000
14 CYCL DEF 1.5 F50
15 CYCL CALL M13
16 L I Y+220,000 F 9999 M
17 L Z+2,000 F 9999 M
18 CALL LBL 1
19 L I X+220,000
20 L Z+2,000 F 9999 M
21 CALL LBL 1
22 L I Y-220,000
23 L Z+2,000 F 9999 M
24 CALL LBL 1
```

25 L I X-110,000 Y+110,000  
26 L Z+2,000 F 9999 M  
27 CYCL DEF 5.0 YMPYRÄTASKU  
28 CYCL DEF 5.1 ETAIS -2,000  
29 CYCL DEF 5.2 SYVYYYS -22,000  
30 CYCL DEF 5.3 ASETUS -2,000 F 80  
31 CYCL DEF 5.4 SADE 12,500  
32 CYCL DEF 5.5 F50 DR-  
33 CYCL CALL M03  
34 L I X+163,000 Y+110,000 F 9999 M  
35 L Z+2,000 F 9999 M  
36 CALL LBL 1  
37 L I X+220,000 F 9999 M  
38 L Z+2,000 F 9999 M  
39 CALL LBL 1  
40 L I Y-220,000 F 9999 M  
41 L Z+2,000 F 9999 M  
42 CALL LBL 1  
43 L I X- 220,000 F 9999 M  
44 L Z+2,000 F 9999 M  
45 CALL LBL 1  
46 L X+110,000 Y+110,000  
47 CYCL DEF 5.0 YMPYRÄTASKU  
48 CYCL DEF 5.1 ETAIS -2,000  
49 CYCL DEF 5.3 ASETUS -2,000 F 80  
50 CYCL DEF 5.4 SADE 16,500  
51 CYCL DEF 5.5 F50 DR-  
52 CYCL CALL M03  
53 L I X+163 Y+ 110 F 9999 M  
54 L Z+2,000 F 9999 M  
55 CALL LBL 1  
56 L I X+220,000 F 9999 M  
57 L Z+2,000 F 9999 M  
58 CALL LBL 1

59 L I Y-220,000 F 9999 M  
60 L Z+2,000 F 9999 M  
61 CALL LBL 1  
62 L I X-220,000 F 9999 M  
63 L Z+2,000 F 9999 M  
64 CALL LBL 1  
65 CYCL DEF 7.0 NOLLAPISTE  
66 CYCL DEF 7.1 IX+656,000  
67 CYCL DEF 7.2 IY+37,5  
68 CALL PGM 100  
69 TOOL CALL 2 Z S 1000,000  
70 L X+0 Y+0 R0 F 9999 M  
71 L Z+2,000 F 9999 M  
72 CALL LBL 1  
73 L I Y+145,000 F 9999 M  
74 L Z+2,000 F 9999 M  
75 CALL LBL 1  
76 L I X+72,500 Y I- 72,500 F 9999 M  
77 L Z+2,000 F 9999 M  
78 CALL LBL 1  
79 L I X-145,000 F 9999 M  
80 L Z+2,000 F 9999 M  
81 CALL LBL 1  
82 CYCL DEF 7.0 NOLLAPISTE  
83 CYCL DEF 7.1 IX +593,500  
84 CYCL DEF 7.2 IY+55,00  
85 L X+0,000 Y+0,000 L 9999 M  
86 L Z+2,000 L 9999 M  
87 CALL LBL 1  
88 L I Y+72,500 F 9999 M  
89 L Z+2,000 F 9999 M  
90 CALL LBL 1  
91 L I X+72,500 F 9999 M  
92 L Z+2,000 F 9999 M

93 CALL LBL 1  
94 L I Y-72,500 F 9999 M  
95 L Z+2,000 F 9999 M  
96 CALL LBL 1  
97 CALL PGM 100  
98 END OF PGM 1



