



SAVONIA

OPINNÄYTETYÖ - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO
TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN ALA

KESKIPAKOPUMPPUJEN KORVAUSSUUNNITELMA

Savon Sellu Oy

TEKIJÄ: Timo Helppi

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala	
Koulutusohjelma/Tutkinto-ohjelma Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma	
Työn tekijä Timo Helppi	
Työn nimi Keskipakopumppujen korvaussuunnitelma	
Päiväys 18.5.2017	Sivumäärä/Liitteet 31/1
Ohjaaja Yliopettaja Risto Rönkä	
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani Savon Sellu Oy/Kunnossapitopäällikkö Jussi Herranen	
Tiivistelmä <p>Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli tehdä uudistustarpeessa olevien keskipakopumppujen korvaussuunnitelma. Työ tehtiin Savon Sellu Oy:n Sorsasalon kartonkitehtaalle. Työn tavoitteena oli selvittää, voidaanko olemassa olevia varastoituja pumppuja käyttää uusintatarpeessa olevien pumppujen korvaajina ja saada korvaavien pumppujen prosessitekniinen mitoitus vastaamaan tuotantoprosessin nykyisiä ja tulevia vaatimuksia.</p> <p>Uusintatarpeessa olevien pumppujen spesifikaatiot määritettiin. Putkistot kartoitettiin ja niiden painehäviöt laskettiin, minkä jälkeen laskettiin korvaavien pumppujen nostokorkeudet ja tehontarpeet tulevaisuuden tuotantotavoitteen mukaisesti. Edellä mainittujen pumppausprosessien toimintaolosuhteiden määrittämisen jälkeen tehtiin tarjouspyyntö Sulzer Pumps Finland Oy:lle varastoitujen keskipakopumppujen prosessitekniisen mitoituksen muuttamisesta vastaamaan toivottuja tuottoarvoja. Tarjous pyydettiin myös pumppujen korvaamisesta täysin uusilla pumpuilla.</p> <p>Työssä tutustuttiin alan kirjallisuuteen, Savon Sellun tietojärjestelmien tietoihin ja Sulzer Pumps Finland Oy:ltä saatuihin keskipakopumppujen arkistokortteihin ja ominaiskäyriin.</p> <p>Työn tuloksena saatiin keskipakopumppujen korvaussuunnitelma. Lisäksi korvaavien pumppujen toimintapisteiden laskentaan käytetyistä laskukaavoista laadittiin sähköinen laskentataulukko.</p>	
Avainsanat keskipakopumppu, pumppaus, mitoitus	
Julkinen	

Field of Study Technology, Communication and Transport			
Degree Programme Degree Programme in Mechanical Engineering			
Author Timo Helppi			
Title of Thesis Replacement Plan for Centrifugal Pumps			
Date	18 May, 2017	Pages/Appendices	31/1
Supervisor Mr. Risto Rönkä, Principal Lecturer			
Client Organisation /Partners Savon Sellu PLC/Mr. Jussi Herranen, Maintenance Manager			
<p>Abstract</p> <p>The purpose of this final year project was to make a replacement plan for centrifugal pumps in need to be replaced. The work was commissioned by Savon Sellu PLC, Sorsasalo paperboard mill. The aim was to investigate if the pumps existing in the stock could be used for substituting. Another aim was to make the technological design of the substituting pumps to meet the current and future requirements of the production process.</p> <p>The specifications of the pumps in need to be replaced were defined. The pipe systems were mapped and their head losses were calculated. After that, delivery head lift and required power of the substituting pumps were calculated according to the production target for future. After that, a request for quotation for modifying the technological design of the centrifugal pumps in stock to meet the desired value was made for Sulzer Pumps Finland PLC.</p> <p>Information was collected by studying technical literature, information in Savon Sellu`s data systems and file cards and characteristic curves of the centrifugal pumps received from Sulzer Pumps Finland PLC.</p> <p>As a result of this thesis a replacement plan for centrifugal pumps was made. In addition, a spreadsheet was drafted from the formulas used to calculate the operating points of the pumps.</p>			
<p>Keywords centrifugal pump, pumping, design public</p>			

ESIPUHE

Kiitos opinnäytetyön ohjaamisesta kunnossapitopäällikkö Jussi Herraselle, aluemestari Eero Maunulle, aluemestari Pasi Riikoselle ja yliopettaja Risto Röngälle.

Kuopiossa 18.5.2017

Timo Helppi

SISÄLTÖ

1	JOHDANTO	6
2	YRITYSESITTELY	7
2.1	Savon Sellu Oy	7
2.2	Savon Sellun prosessikuvaus.....	7
3	KESKIPAKOPUMPPU.....	10
3.1	Historia	10
3.2	Rakenne ja toiminta	10
4	PUMPPAUS.....	13
4.1	Nostokorkeus	13
4.2	Reynolds-luku.....	14
4.3	Virtausnopeus.....	15
4.4	Tilavuusvirta.....	15
4.5	Painehäviö	15
4.5.1	Putkivastus	16
4.5.2	Kertavastukset	18
4.5.3	Kokonaispainehäviö	18
4.6	Ominaiskäyrä ja toimintapiste	19
4.7	Tehontarve.....	21
4.8	Hyötysuhde	21
5	KORVAUSSUUNNITELMAN TEKEMINEN.....	23
5.1	Lähtötilanne	23
5.2	Lähtötietojen kerääminen	24
5.3	Nostokorkeuden määrittäminen.....	25
5.4	Tehontarpeen määrittäminen	26
5.5	Laskennan tulosten analysointi.....	27
5.6	Tarjous	28
6	YHTEENVETO	29
	LÄHTEET	31
	LIITE 1: NOSTOKORKEUDEN JA TEHONTARPEEN LASKENTATAULUKKO	32

1 JOHDANTO

Osa Savon Sellun massa- ja kartonkitehtaan keskipakopumpuista on alkuperäisiä, vuodelta 1968 ja ne alkavat olla elinkaarensa päässä. Pumput ovat käytettävyyseriski ja varaosien saatavuus on huonoa. Prosessin häiriöttömän käynnin turvaamiseksi nämä pumput on korvattava uudemmilla pumpuilla. Tämän opinnäytetyön tarkoituksena on tehdä uudistustarpeessa olevien keskipakopumppujen korvaussuunnitelma.

Savon Sellulla on olemassa varastoituna modernimpia keskipakopumppuja. Työn tavoitteena on selvittää, voidaanko olemassa olevia varastoituja pumppuja käyttää uusintatarpeessa olevien pumppujen korvaajina ja saada korvaavien pumppujen prosessitekniinen mitoitus vastaamaan prosessin nykyisiä ja myös tulevia vaatimuksia.

Työn tuloksena on mahdollista saavuttaa kustannussäästöjä, mikäli olemassa olevat varastoidut keskipakopumput saadaan hyötykäyttöön. Myös hyötysuhteen optimointi voi säästää kustannuksia. Pumppujen käyttövarmuus ja huollettavuus paranevat huomattavasti uudistuksen myötä.

Raportin teoriaosuudessa käsitellään keskipakopumpun toimintaa sekä nostokorkeuden ja tehontarpeen laskentaa. Keskipakopumppujen uusimisesta ja prosessiteknisestä mitoittamisesta on tehty lukuisia opinnäytetöitä ja tutkimuksia, mutta pumppujen spesifikaatioiden muuttamisesta ei ole juurikaan tietoa saatavilla.

2 YRITYSESITTELY

2.1 Savon Sellu Oy

Savon Sellu on Kuopion Sorsasalossa sijaitseva kartonkitehdas (kuva 1), joka valmistaa Powerflute®-tuotemerkillä myytävää neitseellistä puolikemillistä aallotuskartonkia eli flutingia. Savon Sellu Oy:n omistaa sataprosenttisesti emoyhtiö Powerflute Oy, jonka omistaa amerikkalainen pääomasijoittaja Madison Dearborn Partners. Savon Sellun tuottamaa flutingia käytetään ensisijaisesti kosteudenkestoa ja lujuutta vaativien pakkausten valmistamiseen. Tällaisia ovat hedelmä- ja vihanneslaatikot sekä koneenosien, elektroniikan ja merkkituotteiden pakkaukset. Tuotanto on aloitettu vuonna 1968 ja tuotantokapasiteetti on n. 280 000 t/v. Raaka-aineena on koivu, jonka vuosikulutus on n. 740 000 m³/v. Henkilöstöä on 195 joista toimihenkilöitä on 54 ja työntekijöitä on 141. (Savon Sellu Oy, 2017)



KUVA 1. Ilmakuva Savon Sellun tehdasalueesta (Savon Sellu Oy, 2017)

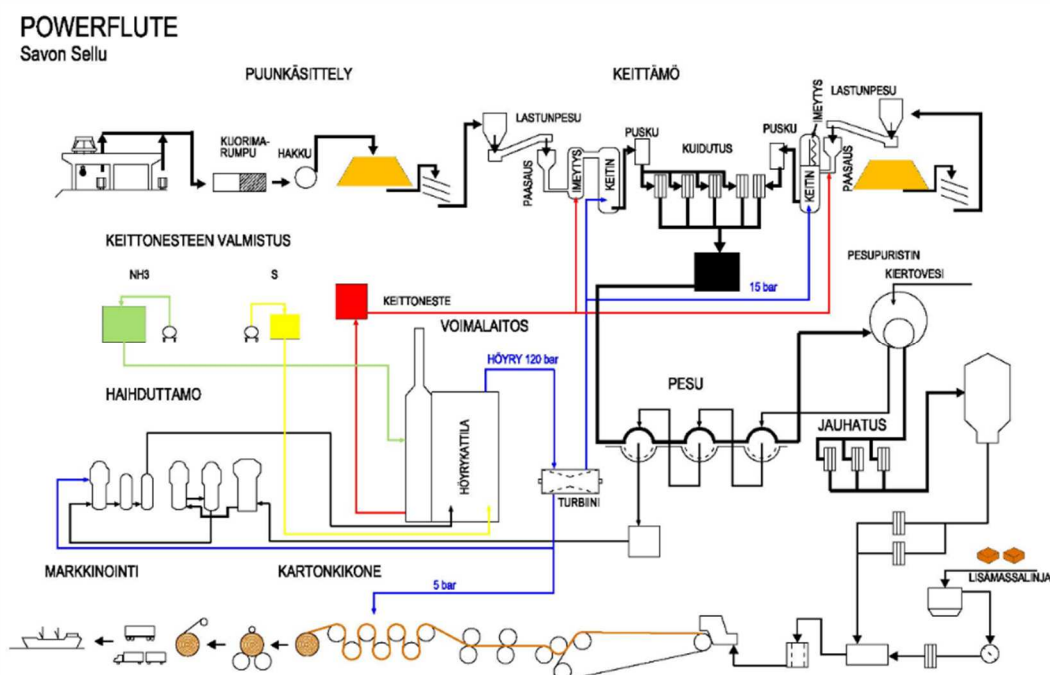
2.2 Savon Sellun prosessikuvaus

Prosessi (kuva 2) alkaa koivutukkien katkaisulla ja kuorinnalla, jonka jälkeen tukit haketetaan. Hake siirretään hakekasaan, joka toimii puskurivarastona kuorimon ja massatehtaan välissä.

Hakekasalta hake siirretään seulomoon, jossa seulotaan ylisuuri hake ja murskataan se oikean mittaiseksi.

Seulomolta hake jatkaa matkaa massatehtaalle, jossa siitä ensin pestään pois mahdollinen hiekka, kivet ja muut epäpuhtaudet. Paasausastiassa haketta kuumennetaan höyryllä nesteimukyvyn parantamiseksi. Hakeeseen imeytetään keittonesteenä käytetty ammoniumsulfiitti. Keittimissä haketta keitetään keittonesteessä 170 °C lämpötilassa ja 10 bar:n paineessa. Keiton jälkeen massa on vielä karkeaa, minkä vuoksi se kuidutetaan kuiduttimissa. Kuidutettu massa pestään pesureissa ja jauhetaan jauhimilla kartongin valmistuksessa tarvittavaan laatuun. Jauhatuksen jälkeen massa siirretään sekoituskyppiin, jossa siihen sekoitetaan lisämassinjalta sirretty lisämassa. Lisämassa koostuu tehtaan asiakkaiden eli aaltopahvilaatikkovalmistajien leikkuujätteestä, oman tuotannon hylystä ja muusta allotuskartongin raaka- aineeksi sopivasta massasta. Valmis massa saostetaan, jauhetaan ja lajitellaan konesehdeillä ennen kartonkikoneeseen pumppausta.

Kartonkikoneen perälaatikkoon pumpattaessa massan sakeus on n. 1 %. Perälaatikon huussa massa jakautuu tasaisesti koko märkäviiran leveydelle. Viiraosalla poistetaan pääosa vedestä. Puristinosalla raina kulkee kahden huovan ja puristintelojen välissä. Vettä poistetaan rainasta huopaimureilla. Seuraavaksi raina kulkee 69 kuivaussylinlerin kautta ja Pope-rullaimella kartongin kuiva-ainepitoisuus on n. 90,3 %. Jokaisesta konerullasta määritetään tuotteen laatu. Kartonkikoneen levyinen konerulla leikataan asiakkaan haluamaan leveyteen ja halkaisijaan. Pakkaamossa asiakasrullat pakataan tuotepakkauksiin ja siirretään tuotevarastoon odottamaan lähetystä asiakkaalle. (Savon Sellu Oy, 2017)



KUVA 2. Savon Sellun prosessikuvaus (Savon Sellu Oy, 2017)

Tehtaan prosessiin kuuluu oleellisena osana myös voima- ja jätevesilaitosten toiminta, mutta niiden prosesseja ei ole syytä kuvata tarkemmin, koska tässä työssä tarkasteltavat keskipakopumput sijaitsevat massa- ja kartonkitehtailla.

3 KESKIPAKOPUMPPU

Nesteiden siirrossa käytetyin pumpputyyppejä on keskipakopumppu. Keskipakopumppuja käytetään teollisuudessa kaikenlaisten nesteiden siirtoon; raaka-aineet, välituotteet ja lopputuotteet. Keskipakopumpun etuja ovat yksinkertaisuus, pieni tilantarve, edullinen hankintahinta, alhaiset ylläpitokustannukset, laaja tuottoalue, tasainen virtaus, hiljainen käyntiäänä ja säädettävyys. (Jokilaakso, 1987, s. 52 ja 53)

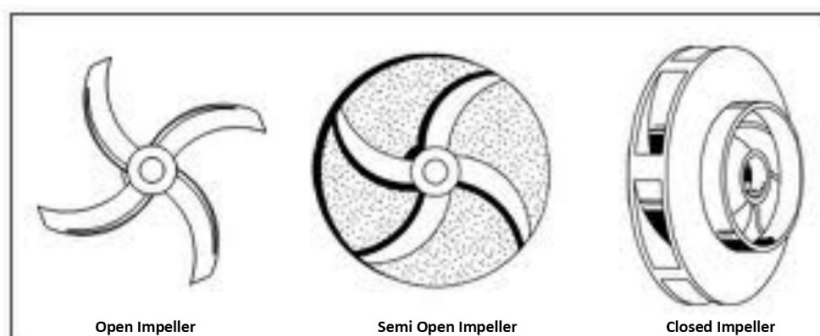
3.1 Historia

Keskipakopumpun keksijänä pidetään ranskalaista fyysikköä Dennis Papinia (1647-1710). Keskipakopumpun keskeiset piirteet tuli ilmi hänen ideassaan. Konstruktiota jäi kuitenkin toteutumatta, koska sitä ei pystytty valmistamaan sen aikaisella konepajatekniikalla eikä käyttökoneiden nopeudet olleet vielä riittävän suuria. 1700-luvulla valmistustekniikka ja Wattin höyrykone mahdollistivat keskipakopumpun kaltaisen koneen toiminnan. Vuonna 1818 rakennettiin Yhdysvalloissa ensimmäinen käyttökelpoinen keskipakopumppu "The Massachusetts pump". W. D. Andrews paransi pumpun rakennetta noin 20 vuotta myöhemmin. Hän alkoi käyttämään kierukkapesää ja edullisempaa juoksupyörän siipimuotoa. (Wirzenius, 1969, s. 1 ja 2)

3.2 Rakenne ja toiminta

Yksinkertaistettuna keskipakopumppu koostuu pesässä pyörivästä juoksupyörästä, jossa on kaarevia siipiä. Näiden siipien kiinnityksen perusteella juoksupyörät jaetaan kolmeen erilaiseen versioon (kuva 3): (Jokilaakso, 1987, s. 52 ja 53)

- avoin juoksupyörä, siivet ovat ilman sivulevyjä
- puoliavoin juoksupyörä, siivet on kiinnitetty toiselta puolelta sivulevyyn
- suljettu juoksupyörä, siivet on kiinnitetty molemmilta puolilta sivulevyihin

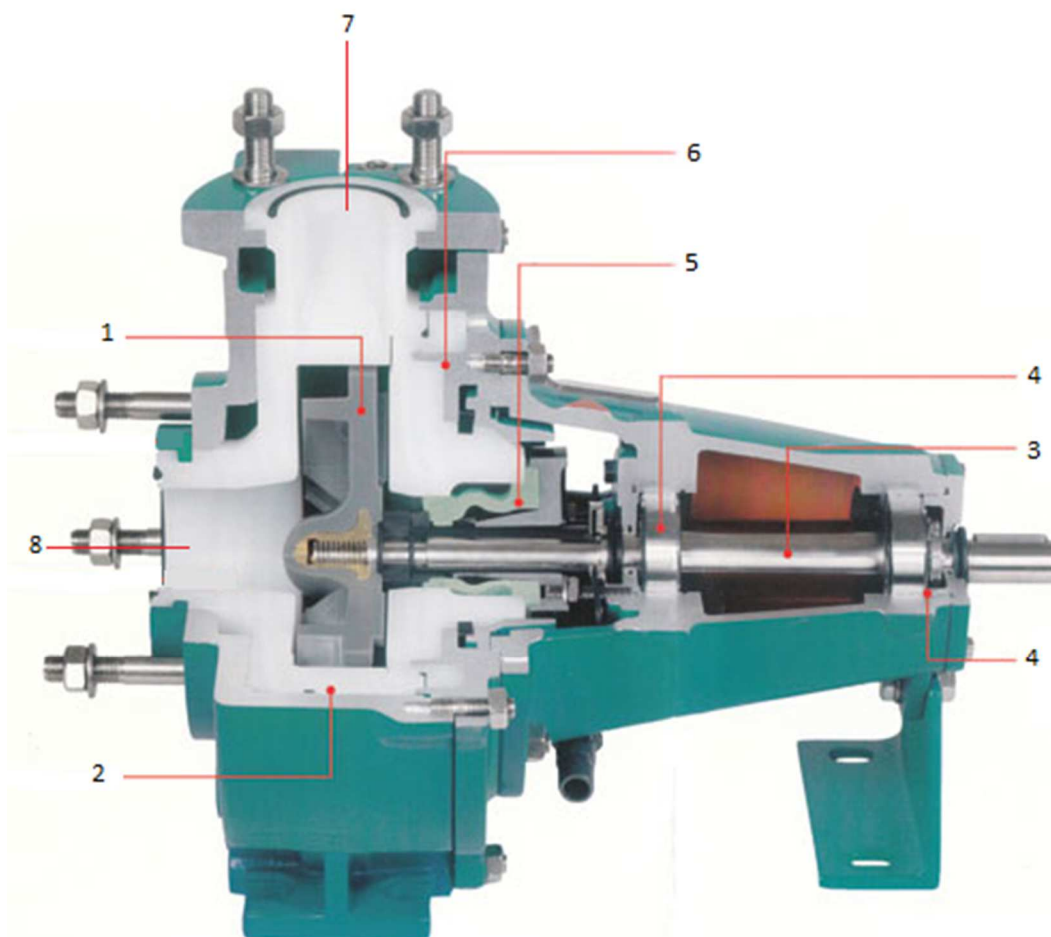


KUVA 3. Avoin, puoliavoin ja suljettu juoksupyörä (Holland Applied Technologies, 2013)

Jos pumpattava neste sisältää runsaasti kiinteitä aineita tai on korkeaviskoosinen, käytetään usein avoimia tai puoliavoimia juoksupyöriä. Suljetut juoksupyörät ovat avoimia tehokkaampia. (Jokilaakso, 1987, s. 53)

Kuvassa 4 on esitetty keskipakopumpun rakenne

1. Juoksupyörä
2. Pumpun pesä
3. Akseli
4. Laakerit ja laakeripesät
5. Akselitiiviste
6. Takaseinä
7. Painepuoli
8. Imupuoli



KUVA 4. Keskipakopumpun rakenne (Wernet Pumps, 2017)

Pumpun akselin toisessa päässä on käyttölaite (yleensä sähkömoottori) ja toisessa juoksupyörä kytkettynä joko suoraan tai kytkimen välityksellä. Pumpun toimiessa neste virtaa siipipyörän keskelle. Käyttölaitteen antama mekaaninen energia muuttuu keskipakovoiman avulla pumpun läpi virtaavan nesteen liike-energiaksi, joka saa nesteen virtaamaan siipikanavien ja pumpun johtokanavan kautta paineyhteeseen.

Neste sinkoutuu keskeltä laidoille juoksupyörän pyöriessä. Kun virtauksen poikkipinta kasvaa johtokanavassa, osa kehittyneestä liike-energiasta muuttuu paine-energiaksi. (Jokilaakso, 1987, s. 53)

On olemassa useita tapoja muuttaa pumpun mitoitusta jälkikäteen. Pumppu voidaan uusita kokonaan. Toinen tapa on vaihtaa pumpun moottori uuteen pyörimisnopeuden säätämiseksi. Pumpun käyttöä voidaan myös tehostaa nopeussäädetyllä käytöllä eli taajuusmuuttajalla. Yksinkertaisin ja edullisin tapa on pienentää tai suurentaa pumpun juoksupyörää. (Motiva Oy, 2009, s. 6)

Haluttaessa säätää virtausmäärää ja painetta, voidaan juoksupyörän kokoa, muotoa ja pyörimisnopeutta samassa pesässä vaihdella. Näin saadaan erilaisia säätömahdollisuuksia. Pumpattaessa massaa, lietettä ym. kiinteitä aineita sisältäviä liuoksia, voidaan käyttää niiden pumppaukseen kehitettyjä juoksupyöriä, jotka eivät tukkeennu helposti. (Jokilaakso, 1987, s. 53)

4 PUMPPAUS

Tärkeimmät pumppaukseen liittyvät suureet ovat tilavuusvirta Q (m^3/s), nostokorkeus H (m), tehon tarve (W) ja hyötysuhde (η). Näiden suureiden riippuvuus toisistaan esitetään ominaiskäyrästönä. (Huhtinen;Korhonen;Tuomo;& Urpalainen, 2013, s. 137)

4.1 Nostokorkeus

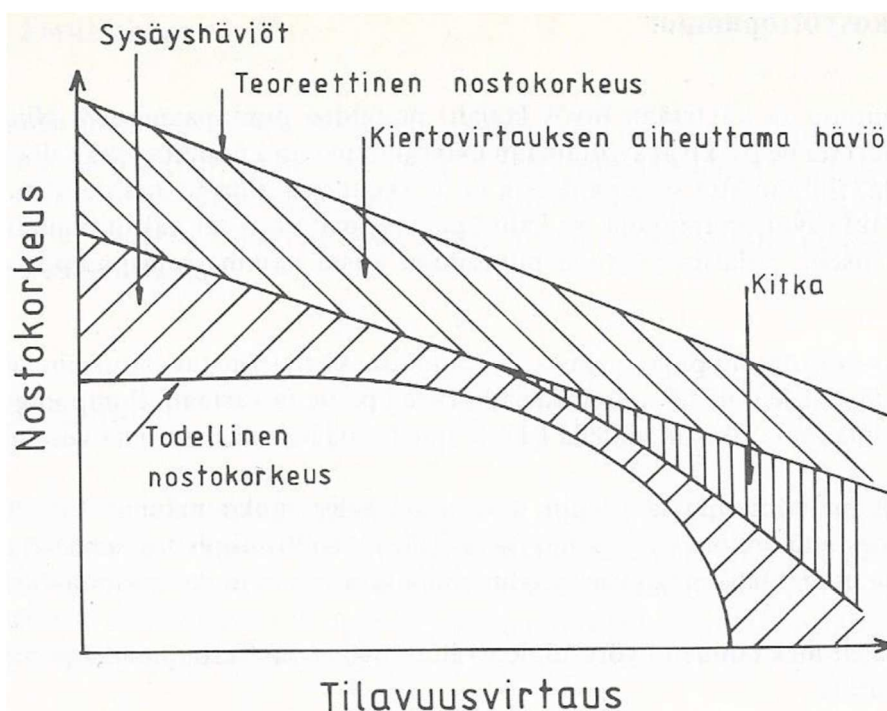
Nesteen siirtämiseksi paikasta toiseen on nesteen painetta nostettava pumpun avulla. Pumpun nesteelle aiheuttama korkeusaseman lisäys, johon sisältyy imu- ja painekorkeus, on nostokorkeus. Nostokorkeudella tarkoitetaan käytännössä pumpun nesteelle aiheuttamaa paineen lisäystä. Kaavasta 1 selviää paine-eron ja nostokorkeuden yhteys. (Huhtinen;Korhonen;Tuomo;& Urpalainen, 2013, s. 137)

$$\Delta p = \rho g H \quad (1)$$

jossa

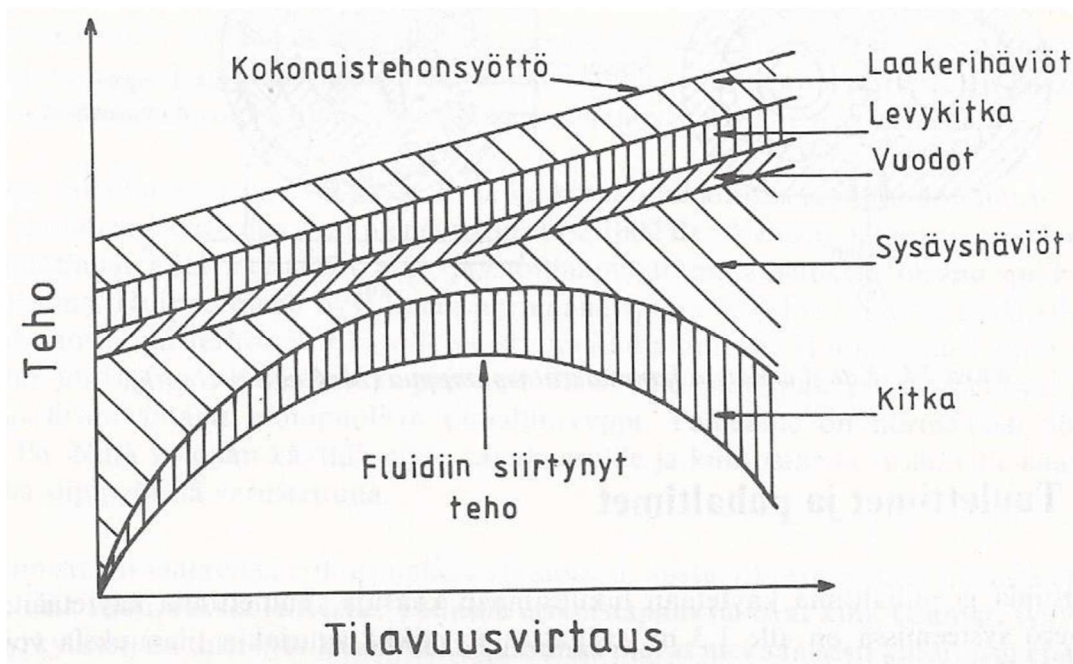
Δp = paineen lisäys	[Pa]
ρ = nesteen tiheys	[kg/m^3]
g = putoamiskiihtyvyys	[m/s^2]
H = nostokorkeus	[m]

Todellisessa tilanteessa on häviöitä: kitka, kiertävä virtaus ja sysäykset. Näiden häviöiden vuoksi teoreettista nostokorkeutta ei saavuteta (kuvio 1).



KUVIO 1. Eri häviöiden vaikutus nostokorkeuteen (Jokilaakso, 1987, s. 55)

Vuoto, levykitka ja laakerihäviö ovat muita häviöitä, jotka lisäävät keskipakopumpun tehonkulutusta mutta eivät pienennä nostokorkeutta (kuvio 2). (Jokilaakso, 1987, s. 54)



KUVIO 2. Tehon jakautuminen eri häviöihin ja työhön (Jokilaakso, 1987, s. 55)

4.2 Reynolds-luku

Yksi virtausopin keskeisimpiä tunnuslukuja on Reynolds-luku. Osborne Reynolds tutki virtausta vastustavia tekijöitä ja havaitsi painehäviön olevan lineaarisesti verrannollinen keskimääräiseen nopeuteen alhaisilla nopeuksilla, mutta käyrässä oli äkillinen kasvu tietyn kriittisen nopeuden yläpuolella, jolloin paine-ero oli verrannollinen termiin $w^{1.8-2.0}$. Virtauksen fysikaalisten ominaisuuksien muutos vastasi tätä muutosta käyrässä. Kokeidensa perusteella Reynolds päätyi tulokseen, että eräs dimensioton suureyhdistelmä oli kriteerinä, jolla voitiin ennustaa systeemin käyttäytyminen. Siitä alkaen suureyhdistelmää (kaava 2) on kutsuttu Reynoldsin luvuksi. (Jokilaakso, 1987, s. 24 ja 25)

$$Re = dw\rho/\mu \quad (2)$$

jossa

Re = Reynoldsin luku	[-]
d = putken sisähalkaisija	[m]
w = virtausnopeus	[m/s]
ρ = nesteen tiheys	[kg/m ³]
μ = nesteen viskositeetti	[Ns/m ²]

Kun $Re < 2100$, virtaus on laminaarista. Alue $2100 < Re < 3200$ on kriittistä aluetta, jossa virtaustyyppi muuttuu laminaarisesta turbulenttiseksi. Muutoksen tarkkaa kohtaa ei voida määrittää. (Keskinen, 2015, s. 149)

4.3 Virtausnopeus

”Virtausnopeudella w tarkoitetaan (ellei toisin ole mainittu) keskimääräistä virtausnopeutta eli sitä virtausnopeutta, joka virtauskanavan poikkipinta-alalla kerrottuna antaa todellisen tilavuusvirran.” (Jokilaakso, 1987, s. 25) Kaavalla 3 määritetään virtausnopeus.

$$w = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (3)$$

jossa

w = virtausnopeus [m/s]

Q = tilavuusvirta [m³/s]

A = virtauksen poikkipinta-ala [m²]

d = putken sisähalkaisija [m]

n = pii 3,14 [-]

4.4 Tilavuusvirta

Tilavuusvirraksi kutsutaan tietyssä aikayksikössä siirrettyä nestetilavuutta (kaava 4) (Wirzenius, 1969, s. 47).

$$Q = Aw \quad (4)$$

jossa

Q = tilavuusvirta [m³/s]

A = virtauksen poikkipinta-ala [m²]

w = virtausnopeus [m/s]

4.5 Painehäviö

Nesteen sitkeydestä johtuva vesikerrosten välinen hankaus vastustaa virtausliikettä aiheuttaen energiahäviön. Myös putkiston seinämän karheus vaikuttaa kokonais-eli virtausvastukseen, joka aiheuttaa huomattavan painehäviön ja sitä vastaavan korkeushäviön. (Jokilaakso, 1987, s. 35)

4.5.1 Putkivastus

Putkiston virtausvastus lasketaan putkiston jokaiselle komponentille erikseen, kuten suorille, venttiileille, t-kappaleille ja käyrille. Suoran putken virtausvastus lasketaan kaavalla 5. (Wuori, 1994, ss. 115-123)

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d} \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (5)$$

jossa

Δp = painehäviö	[Pa]
λ = putkivastuskerroin	[-]
L = putken pituus	[m]
d = putken sisähalkaisija	[m]
ρ = nesteen tiheys	[kg/m ³]
w = virtausnopeus	[m/s]

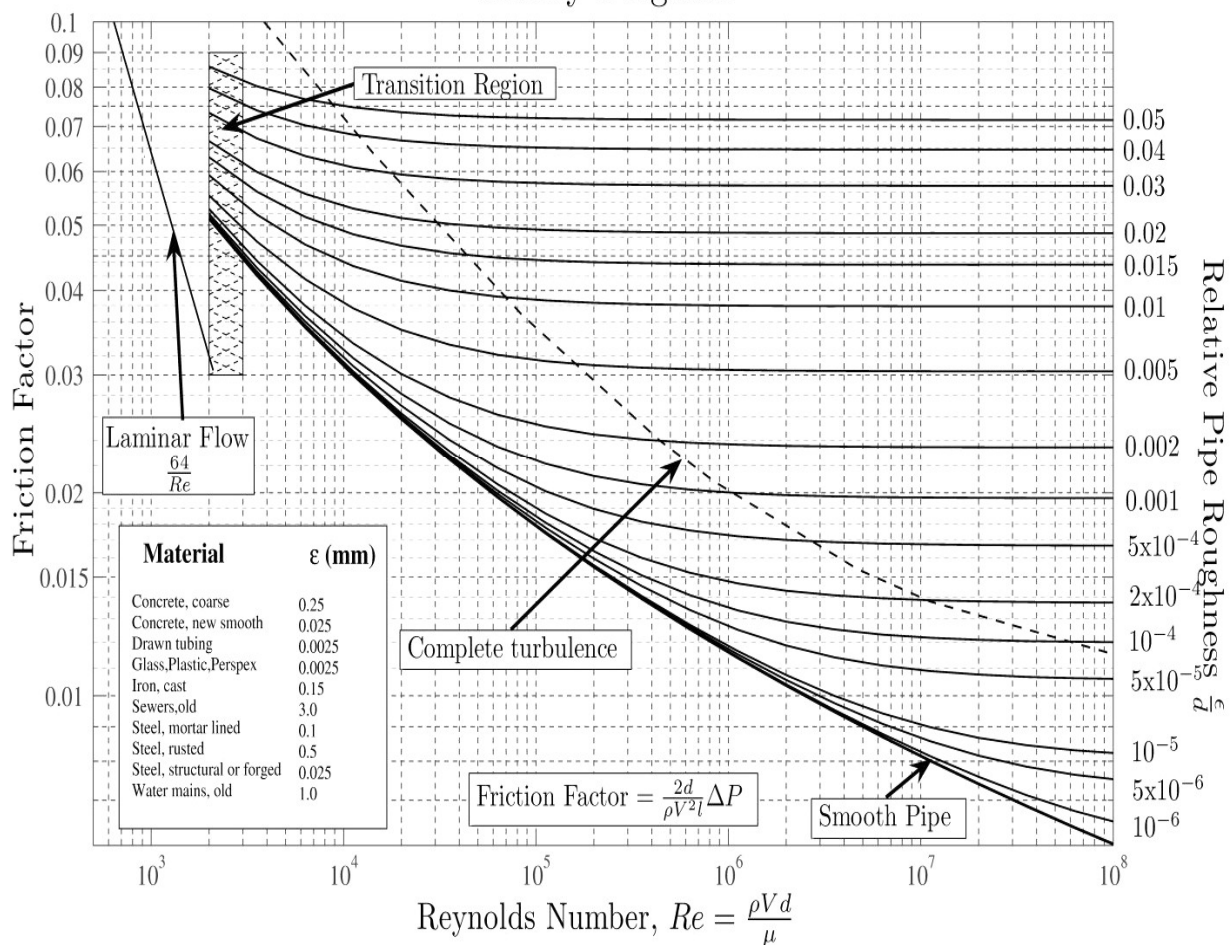
Putkivastuskerroin λ saadaan laminaarivirtaukselle kaavalla 6. Aluetta $2100 < Re < 3200$ kutsutaan muutosvyöhykkeeksi josta on vaikea saada luotettavaa tietoa. Turbulenttisella virtauksella putkivastuskerroin saadaan Moodyn käyrästä, joka antaa vastuskertoimen Reynoldsin luvun ja suhteellisen karheuden ϵ/d funktiona (kuvio 3).

$$\lambda = 64/Re \quad (6)$$

jossa

λ = putkivastuskerroin	[-]
Re = Reynoldsin luku	[-]

Moody Diagram



KUVIO 3. Moodyn käyrästä (Beck & Collins, 2008)

Esimerkiksi alan käsikirjoissa on ilmoitettu putkien karheusarvoja. Absoluuttisia karheuksia eri materiaaleille ei voida antaa, mutta eräitä suuruusluokan antavia arvoja on esitetty taulukossa 1.

TAULUKKO 1. Putken karheuksia (Keskinen, 2015, s. 153)

Materiaali	Karheus ϵ /mm
alumiini	0,001...0,002
vedetty kupari	0,0015
PVC	0,0015
teräs	0,045...0,09
ruostumaton teräs	0,015
uusi valurauta	0,25...0,8

4.5.2 Kertavastukset

Kertavastukset ovat lisähäviöitä, joita on venttiileissä, t-kappaleissa, putken käyrissä ym. Useimmiten kertavastukset määrätään kokeellisesti, esim. venttiilivalmistaja ilmoittaa venttiilinsä kertavastuskertoimen. Taulukossa 2 esitetään eräitä kertavastuskertoimia. Kertavastushäviö saadaan kaavalla 7. (Wuori, 1994, s. 122 ja 123)

$$\Delta p = \zeta \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (7)$$

jossa

Δp = painehäviö	[Pa]
ζ = kertavastuskerroin	[-]
ρ = nesteen tiheys	[kg/m ³]
w = virtausnopeus	[m/s]

TAULUKKO 2. Eräitä kertavastuskertoimia (Keskinen, 2015, ss. 153-161)

Putken osa	ζ
Putkikäyrä 45 sileä	0,14...0,075
Putkikäyrä 90 sileä	0,21...0,09
Putkikäyrä 90 karhea	0,51...0,18
T- kappale, virtaus päähaaraa pitkin	1,0...1,15
T- kappale, sivuputkesta molempiin pääputken suuntiin	1,5...1,9
Levyluistiventtiili	0,2
Palloventtiili	0,8

4.5.3 Kokonaispainehäviö

Virtauksesta aiheutuva painehäviö, jota kutsutaan myös dynaamiseksi painehäviöksi, on putki- ja kertavastusten summa. Se saadaan vakiohalkaisijaiselle putkelle kaavalla 8.

$$\Delta p_{dyn} = \left(\frac{\lambda L}{d} + \sum \zeta \right) \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (8)$$

jossa

Δp_{dyn} = dynaaminen painehäviö	[Pa]
λ = putkivastuskerroin	[-]
L = putken pituus	[m]
d = putken sisähalkaisija	[m]

$\Sigma\zeta$ = kaikkien kertavastusten summa	[-]
ρ = nesteen tiheys	[kg/m ³]
w = virtausnopeus	[m/s]

Jos putken halkaisija muuttuu välillä, dynaaminen painehäviö saadaan kaavalla 9.

$$\Delta p_{dyn} = \Sigma(\lambda L \rho w^2 / 2d) + \Sigma(\frac{1}{2} \zeta \rho w^2) \quad (9)$$

Alku- ja loppupään välinen korkeusero aiheuttaa lisäksi putkivirtaukseen ns. staattisen painehäviön (kaava 10).

$$\Delta p_{st} = \rho g (h_2 - h_1) \quad (10)$$

jossa

Δp_{st} = staattinen painehäviö	[Pa]
h_1 = imusäiliön pinnankorkeus	[m]
h_2 = painesäiliön pinnankorkeus	[m]
ρ = nesteen tiheys	[kg/m ³]
g = putoamiskiihtyvyys	[m/s ²]

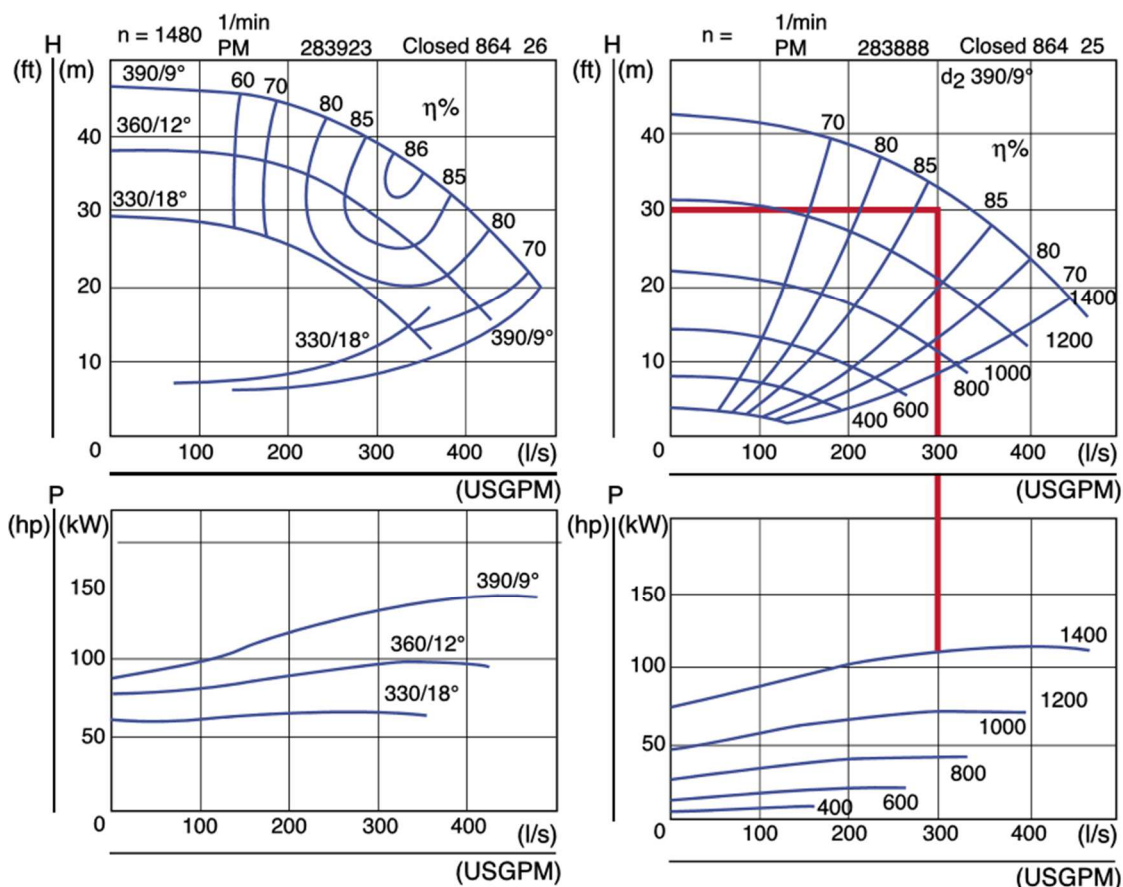
Kokonaispainehäviö on dynaamisen ja staattisen painehäviön summa (kaava 11).

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{dyn} + \Delta p_{st} \quad (11)$$

(Jokilaakso, 1987, s. 39)

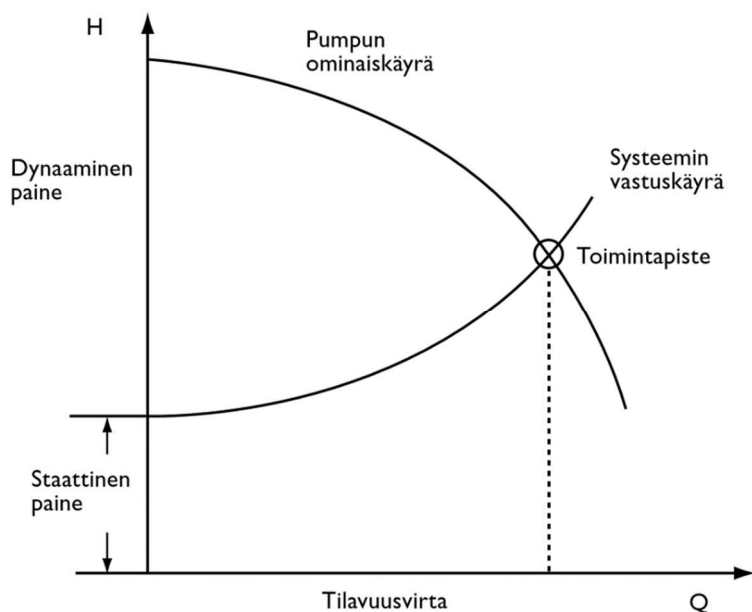
4.6 Ominaiskäyrä ja toimintapiste

Tilavuusvirran kasvaessa pumpun nostokorkeus vakionopeudella pienenee. Näiden muuttujien suhde, pumpun toiminta prosessissa, esitetään pumpun ominaiskäyrässä (kuvio 4).



KUVIO 4. Esimerkki ominaiskäyristä. Vasemmalla pumpun ominaiskäyrä esitettyinä kolmella eri juoksupyörän halkaisijalla. Oikealla pumpun ominaiskäyrä esitettyinä kuudella eri kierrosnopeudella. (Tolvanen, 2007)

Pumpun toimintapiste kertoo pumpun ideaaliset toiminta-arvot, joilla pumppaus on tehokkaimmillaan. Pumpun toimintapiste saadaan pumpun ja putkiston ominaiskäyrien leikkauspisteestä (kuvio 5). (Motiva Oy, 2011, s. 9)



KUVIO 5. Systeemin vastuskäyrän ja pumpun ominaiskäyrän leikkauspiste muodostaa systeemin toimintapisteen. (Suomen ympäristökeskus, 2008, s. 66)

4.7 Tehontarve

Teho, jonka pumppu ottaa moottorilta on pumpun tehontarve. Jos pumppu toimisi täysin häviöttömästi, tehontarve voitaisiin laskea kaavalla 12.

$$P_{teor} = \rho g H Q \quad (12)$$

jossa

P_{teor} = teoreettinen tehontarve	[W]
ρ = nesteen tiheys	[kg/m ³]
g = putoamiskiihtyvyys	[m/s ²]
H = nostokorkeus	[m]
Q = tilavuusvirta	[m ³ /s]

Pumpussa tapahtuvien häviöiden vuoksi pumpun todellinen tehontarve on suurempi kuin edellisen kaavan mukaan laskettu teoreettinen teho. Häviöt huomioidaan hyötysuhteen avulla. (Huhtinen;Korhonen;Tuomo;& Urpalainen, 2013, s. 138)

4.8 Hyötysuhde

Käyttävä kone antaa pumpulle tehon P . Pumpussa syntyvät häviöt korvataan osalla tästä energiavirrasta. Loppuosa käytetään nesteen siirtämiseen ja paineen lisäämiseen.

Hyötysuhde siis kertoo sen, miten suuren osan vastaanotetusta tehosta pumppu käyttää jatkuvan nesteen siirtämisen ylläpitämiseksi. (Wirzenius, 1969, s. 47)

Hyötysuhde on laskettavissa kaavalla 13.

$$\eta = P_{teor}/P_{tod} \quad (13)$$

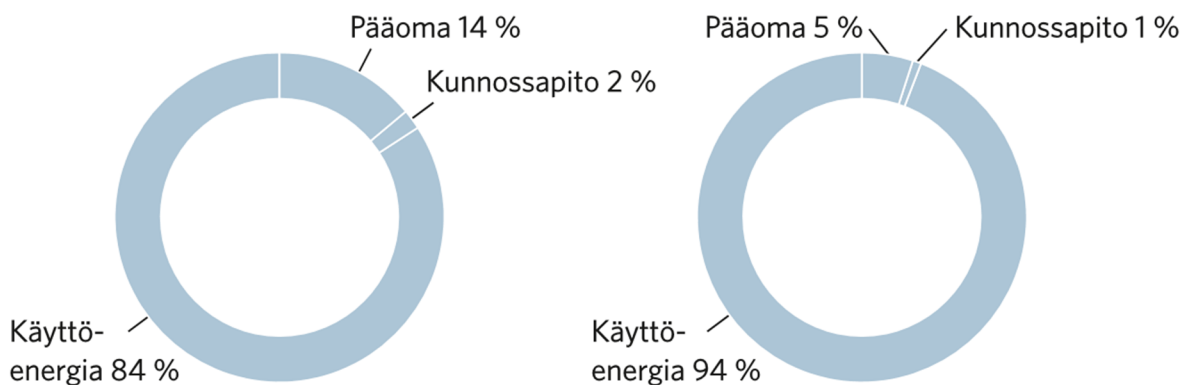
jossa

η = hyötysuhde	[-]
P_{teor} = teoreettinen tehontarve	[W]
P_{tod} = todellinen tehontarve	[W]

(Huhtinen;Korhonen;Tuomo;& Urpalainen, 2013, s. 139)

Kuviossa 6 esitetään esimerkkinä elinkaarikustannukset kahden erikokoisen keskipakopumpun ja moottorin investoinneille. Kuvasta havaitaan että kokonaiskustannuksista selvästi suurin merkitys on pumppujen hyötysuhteella,

käyttökustannusten ollessa tyypillisesti 85 - 95 % pumpun elinkaarikustannuksista. Näin ollen investointipäätöstä tehtäessä tulisi pumpun hyötysuhteeseen kiinnittää erityistä huomiota, koska investoinnissa valittu huonon hyötysuhteen pumppu syö säästyneet kustannukset moninkertaisesti vuosien varrella. (Motiva Oy, 2011, s. 17)



KUVIO 6. Keskipakopumpun elinikäiset kustannukset pumpun ja moottorin investoinnille, pumppujen tehot ovat 16kW (vas.) ja 238 kW (oik.). (Motiva Oy, 2011, s. 17)

5 KORVAUSSUUNNITELMAN TEKEMINEN

5.1 Lähtötilanne

Tähän opinnäytetyöhön valitut korvaustarpeessa olevat keskipakopumput sijaitsevat Savon Sellun massa- ja kartonkitehtaalla (kuva 5). Korvattavia keskipakopumppuja ovat massatornin massapumppu, homogointitornin massapumppu, homogointitornin kierrätyspumppu, hylkytornin massapumppu ja viiraosan tiivistevesipumppu. Neljällä ensimmäisellä pumpulla pumpattava neste on massa ja tiivistevesipumpulla vesi. Kaikki korvattavat pumput on valmistanut vuonna 1968 A. Ahlström, jonka pumppuliiketoiminta kuuluu nykyään Sulzer Pumps Oy:lle. Pumput alkavat olla elinkaarensa päässä, ne ovat käytettävyyseriski ja niiden varaosien saatavuus on huonoa. Prosessin häiriöttömän käynnin turvaamiseksi nämä pumput on korvattava uudemmilla pumpuilla.



KUVA 5. Ahlström M-L30S-1 keskipakopumppu (Helppi, 2017)

Savon Sellulla on olemassa varastoituna modernimpia Sulzer-merkkisiä keskipakopumppuja. Pumput on valmistettu vuosina 1985 - 2009 ja ne on prosessimuutosten vuoksi jätetty pois käytöstä.

Tämän työn tavoitteena oli selvittää, voitaisiinko olemassa olevia varastoituja pumppuja käyttää uusintatarpeessa olevien pumppujen korvaajina.

5.2 Lähtötietojen kerääminen

Savon Sellun tuotantohenkilöstön vaatimuksena oli massatornin massapumpun ja homogointitornin massapumpun uudistamisen yhteydessä pumppujen kapasiteetin varmistaminen tulevaisuuden tuotannon kasvua ajatellen. Niiden tavoitetuottoarvoksi määritettiin 1000 ADt/d. Massan sakeus prosessin tässä vaiheessa on 4,5-4,9 %, joten uusien pumppujen tarvittaviksi tilavuusvirroiksi laskettiin 236,2-257,2 l/s. (Kaava 14).

$$1000 \text{ ADt/d} : 0,045 : 3,6 : 24 = 257,2 \text{ l/s} \quad (14)$$

jossa

ADt/d = air dry ton/day, ilmakeivää tonnia vuorokaudessa

Lopullisiksi uusien massatornin massa- ja homogointitornin massapumppujen tilavuusvirroiksi päätettiin 250 l/s. Nykyisen massatornin massapumpun tilavuusvirta on laitekilven ja tietojärjestelmän mukaan 914,4 ADt/d eli 216 l/s. Homogointitornin massapumpun nykyinen tilavuusvirta on 713 ADt/d, 183 l/s. Hylkytornin massapumpun nykyinen tilavuusvirta 125 l/s katsottiin riittäväksi, samoin kuin homogointitornin kierrätyspumpun 83,3 l/s.

Lähtötiedoista tärkeimmät pumppaukseen liittyvät suureet ovat tilavuusvirta ja nostokorkeus. Tutkittaessa näitä suureita pumppujen laitekilvistä, PI-kaavioista, toiminnanohjausjärjestelmän laitetiedoista ja Sulzer Pumps Oy:n arkistokorteista, kävi ilmi että massatornin massapumpun ja homogointitornin kierrätyspumpun laitekilvissä ilmoitetut tilavuusvirrat ja nostokorkeudet eivät vastanneet toiminnan- ja tuotannonohjausjärjestelmien tietoja. Näiden tietojen perusteella pääteltiin niin että pumppujen pesät ja juoksupyörät oli jossain vaiheessa vaihdettu keskenään. Lisäksi huomattiin, että massatornin massapumpun ja homogointitornin massapumpun ilmoitetut nostokorkeudet eivät vastaa todellista tilannetta. Ilmoitettu massatornin massapumpun nostokorkeus oli 15 metriä, fyysisen korkeuseron ollessa pumpun ja painesäiliön välillä n. 23 metriä. Siihen täytyy lisätä vielä putkiston painehäviöt jotta saadaan selville todellinen pumpulta vaadittu nostokorkeus, joten ilmoitettu arvo oli selvästi liian alhainen pumpun optimaalisen toiminnan kannalta. Homogointitornin massapumpulle ilmoitettu nostokorkeus 30 metriä oli liian suuri verrattuna fyysiseen n. 6 metrin korkeuseroon. Sen vuoksi oli tarpeen laskea kaikkien massapumppujen nostokorkeudet ja tehontarpeet uudelleen. Tiivistevesipumpun uudelleenmäärittäystä ei nähty tarpeellisenä.

Pumppausprosessien toimintaolosuhteiden määrittäminen aloitettiin putkistokokojen, putkistojen rakenneosien, putkistojen pituuksien ja pumpattavan massan ominaisuuksien selvittämisellä. Putkistokoot saatiin mittaamalla suoraan putkista sekä toiminnanohjausjärjestelmästä, putkiston rakenneosat luetteloitiin käymällä putkistot läpi tehtaan tiloissa. Putkistojen pituudet saatiin selville mittaamalla putkistot tehtaan tiloissa sekä layoutien tiedoista. Pumpattavan massan tiheys ja viskositeetti vastaavat veden arvoja (Eskeli, ym., ei pvm). Massan lämpötila on prosessin tässä vaiheessa n. 60 °C. Kyseiset mitoittamiseen tarvittavat massapumppujen arvot taulukoitiin Excel-taulukkolaskentaohjelmaan, jolla laskettiin luvuissa 5.3 ja 5.4 esitetyllä tavalla pumpuilta vaadittava nostokorkeus ja tehontarve. Laskentaan käytetty Excel-taulukko on liitteessä 1.

5.3 Nostokorkeuden määrittäminen

Nostokorkeuden H määrittämiseksi täytyy putkiston kokonaispainehäviö olla tiedossa. Ensimmäisenä määritetään virtausnopeus w hylkytornin massapumpun pumppaamalle massalle kaavalla 3 Reynoldsin luvun Re laskemista varten. Tilavuusvirta Q on $0,125 \text{ m}^3/\text{s}$ ja putken sisähalkaisija d on $0,215 \text{ m}$.

$$w = \frac{4 \cdot 0,125}{\pi \cdot 0,215^2} = 3,44 \text{ m/s} \quad (3)$$

Seuraavaksi johdetaan Reynoldsin luku kaavalla 2, jotta tiedetään onko virtaus laminaarista vai turbulenttista. Putken sisähalkaisija d on $0,215 \text{ m}$, pumpattavan massan virtausnopeus w on $3,44 \text{ m/s}$, tiheys ρ on $983,2 \text{ kg/m}^3$ ja viskositeetti μ on $0,000463 \text{ Ns/m}^2$.

$$Re = 0,215 \cdot 3,44 \cdot \frac{983,2}{0,000463} = 1571964 \quad (2)$$

$3200 < Re$, virtaus on turbulenttista.

Seuraavaksi määritetään putkiston painehäviö. Kokonaispainehäviö (kaava 11) saadaan dynaamisen painehäviön (kaava 8) ja staattisen painehäviön (kaava 10) summana. Ensin selvitetään putkivastuskerroin λ , joka saadaan turbulenttiselle virtaukselle Moodyn käyrästä Reynoldsin luvun Re ja suhteellisen karheuden ϵ/d funktiona. Putken karheus ϵ katsotaan taulukosta; ruostumattomalle teräsputkelle $\epsilon=0,015 \text{ mm}$. Suhteellinen karheus on $0,07$. Putkivastuskertoimeksi λ saadaan $0,09$. Hylkytornin massapumpun putken pituus L on 65 m ja halkaisija d on $0,215 \text{ m}$. Kertavastuksiksi huomioidaan kaksitoista 90° putkikäyrää, viisi 45° putkikäyrää sekä yksi levyluistiventtiili, yksi palloventtiili ja yksi T-kappale. Kertavastuskertoimien summaksi lasketaan taulukosta saaduilla arvoilla $4,95$. Pumpattavan massan tiheys ρ on $983,2 \text{ kg/m}^3$ ja virtausnopeus w on $3,44 \text{ m/s}$. Imusäiliön

pinnankorkeus h_1 syötetään kaavaan mahdollisimman raskaana pumpun kannalta eli 0 m. Painesäiliön pinnankorkeus h_2 esitetään mahdollisimman korkeana eli 6 m.

$$\Delta p_{dyn} = \left(\frac{0,09 \cdot 65}{0,215} + 4,95 \right) \frac{1}{2} 983,2 * 3,44^2 = 187415,2 \text{ Pa} \quad (8)$$

$$\Delta p_{st} = 983,2 * 9,81 * (6 - 0) = 57851,4 \text{ Pa} \quad (10)$$

$$\Delta p_{tot} = 187415 + 57851 = 245266,6 \text{ Pa} \quad (11)$$

Lopuksi nostokorkeus johdetaan kaavasta 1. Paineen lisäys Δp on 245266,6 Pa, pumpattavan massan tiheys ρ on 983,2 kg/m³ ja putoamiskiihtyvyys g on 9,81 m/s².

$$\Delta p = \rho g H \quad (1)$$

$$\rightarrow H = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{245266,6}{983,2 * 9,81} = 25,4 \text{ m}$$

Laskettu nostokorkeus 25,4 m on erittäin lähellä pumpun toiminnanohjausjärjestelmässä ilmoitettua nostokorkeutta 25 m.

5.4 Tehontarpeen määrittäminen

Hylkytornin massapumpun teoreettinen tehontarve lasketaan kaavalla 12. Pumpattavan massan tiheys ρ on 983,2 kg/m³, putoamiskiihtyvyys g on 9,81 m/s², nostokorkeus H on 25,4 m ja tilavuusvirta Q on 0,125 m³/s.

$$P_{teor} = 983,2 * 9,81 * 25,4 * 0,125 = 30658 \text{ W} \quad (12)$$

Pumpun todellinen tehontarve johdetaan kaavasta 13. Pumpun hyötysuhde η saadaan Sulzer Pumps Oy:n toimittamalta pumppukäyrältä ja se on 77 %. Pumpun teoreettinen tehontarve P_{teor} on 30658 W.

$$\eta = P_{teor} / P_{tod} \quad (13)$$

$$\rightarrow P_{tod} = \frac{P_{teor}}{\eta} = \frac{30658}{0,77} = 39816 \text{ W}$$

Laskettu todellinen tehontarve 39816 W on lähellä Sulzer Pumps Oy:n ehdottamaa pumpun tehontarvetta 37000 W.

5.5 Laskennan tulosten analysointi

Kaikille pumpuille lukuunottamatta viiraosan tiivitevesipumppua laskettiin kappaleissa 5.3 ja 5.4 esitetyllä tavalla nostokorkeus ja tehontarve. Tuloksia analysoitaessa havaittiin että homogointitornin kierrätyspumpun ja hylkytornin massapumpun lasketut arvot ovat hyvin lähellä toiminnanohjausjärjestelmän (SAP) tietoja. Sen sijaan massatornin massapumpun ja homogointitornin massapumpun arvot näyttivät olevan ristissä keskenään. Tätä on havainnollistettu värein (taulukko 3).

TAULUKKO 3. Nostokorkeuksien ja tehontarpeiden vertailu.

	H		P	
	Laskettu	SAP	Laskettu	SAP
Massatornin massap.	27	15	82	46
Homogointitornin massap.	15	30	42	82
Homogointitornin kierrätysp.	27	36	32	37
Hylkytornin massap.	25	25	40	37

Saatujen tulosten ristiriitaisuuden takia laskelmat tarkistutettiin Botnia Mill Servicellä. BMS:n tulokset olivat huomattavasti lähempänä laskettuja arvoja (taulukko 4), joten oli syytä olettaa että massatornin massapumpun ja homogointitornin massapumpun arvot oli ilmoitettu ristiin toiminnanohjausjärjestelmässä.

TAULUKKO 4. Nostokorkeuksien ja tehontarpeiden vertailu, BMS mukana.

	H			P		
	Laskettu	BMS	SAP	Laskettu	BMS	SAP
Mas.m.	27	32	15	82	88	46
Hom.m.	15	20	30	42	61	82
Hom.k.	27	31	36	32	37	37
Hyl.m.	25	20	25	40	32	37

Kun vaihdetaan massatornin massapumpun ja homogointitornin massapumpun SAP-arvot keskenään, ne näyttäisivät vastaavan paremmin laskettua arvoja (taulukko 5).

Taulukko 5. Nostokorkeuksien ja tehontarpeiden vertailu, massatornin massapumpun ja homogointitornin massapumpun SAP-arvot vaihdettu keskenään.

	H			P		
	Laskettu	BMS	SAP	Laskettu	BMS	SAP
Mas.m.	27	32	30	82	88	82
Hom.m.	15	20	15	42	61	46
Hom.k.	27	31	36	32	37	37
Hyl.m.	25	20	25	40	32	37

5.6 Tarjous

Sulzer Pumps Finland Oy:lle tehtiin tarjouspyyntö neljän varastoidun massapumpun prosessitekni- sen mitoituksen muuttamisesta vastaamaan vaadittuja tuottoarvoja. Tarjous pyydettiin myös kaikkien pumppujen korvaamisesta täysin uusilla pumpuilla. Viiraosan tiivistevesipumpusta pyydettiin tarjous vain pumpun korvaamisesta kokonaan uudella pumpulla, koska sille ei ollut sopivan kokoista korvaavaa pumppua varastossa. Sulzer Pumps Finland Oy:llä oli olemassa tekniset tiedot ja pumppukäyrät sekä vanhoista Ahlström-keskipakopumpuista että korvaavista Sulzer-keskipakopumpuista.

Sulzer Pumps Finland Oy:ltä saatujen tarjosten perusteella neljän massapumpun huoltaminen ja ominaisuuksien muuttaminen vastaamaan vaadittuja tuottoarvoja maksaisi 94 911 €. Samojen pumppujen korvaaminen täysin uusilla pumpuilla maksaisi 64 390 €. Erotus on 30 521 €.

6 YHTEENVETO

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli tehdä korvaussuunnitelma uudistustarpeessa oleville keskipakopumpuille. Työn tavoitteena oli selvittää, voidaanko olemassa olevia varastoituja pumppuja käyttää uusintatarpeessa olevien pumppujen korvaajina ja saada korvaavien pumppujen prosessitekniinen mitoitus vastaamaan tuotantoprosessin nykyisiä ja tulevia vaatimuksia.

Opinnäytetyön tavoitteet saavutettiin. Työn tuloksena saatiin viiden keskipakopumpun korvaussuunnitelma. Suunnitelmassa kaikki viisi korvaustarpeessa olevaa keskipakopumppua korvataan täysin uusilla pumpuilla. Pumppujen korvaamista huolletuilla varastoiduilla pumpuilla ei suositella kannattamattomuuden takia. Tuloksena saatiin lisäksi pumppujen toimintapisteiden laskentaan käytetyistä laskukaavoista muodostettu sähköinen laskentataulukko (liite 1).

Pumppujen käyttövarmuus ja huollettavuus paranevat uusimisen myötä huomattavasti. Massatornin massapumpun tai homogenointitornin massapumpun rikkoutuminen johtaa kartonkikoneen pysäyttämiseen. Pelkkä kartonkikoneen seisokkiaika maksaa noin 100 euroa/min. ja siihen täytyy lisätä vielä korjauskustannukset. Suunnittelemattomasta seisokista aiheutuu nopeasti tuhansien eurojen menetykset ja uusien pumppujen tuoma käyttövarmuus vähentää selvästi tätä seisokkiriskiä. Uusien pumppujen hyötysuhde on erittäin hyvä (0,76 - 0,9) ja todennäköisesti energiansäästö tulee tuomaan kustannussäästöjä.

Opinnäytetyön tekeminen oli mielenkiintoista ja opettavaista. Suurin opetus koskee vanhaan prosessiin suunnitteilla olevia muutoksia. Kun prosessiin lisätään jokin uusi komponentti tai muutetaan jotain vanhaa, on erittäin tärkeää olla selvillä prosessin todellisista spesifikaatioista. Lähes 50 vuotta vanhaan tehtaaseen on ajan saatossa tehty paljon prosessimuutoksia, eikä kaikkia ole dokumentoitu. Näin ollen on tärkeää tarkistaa ja uudelleenmitoittaa kyseessä olevat prosessin osat, jotta ratkaisu olisi taloudellisesti paras mahdollinen. Toinen tärkeä havainto seuraa saatujen tarjousten vertailusta. Vanhan prosessin osan, tässä tapauksessa keskipakopumpun, uudistaminen ja sen spesifikaatioiden muuttaminen ei vaikuttaisi olevan taloudellisesti järkevää, vaan edullisemmaksi tulisi sen korvaaminen täysin uudella. Uudistamistarpeen laajuus kannattaa silti harkita aina tapauskohtaisesti. Uutta oppia tuli myös keskipakopumppujen rakenteesta, toiminnasta ja prosessiteknisestä mitoittamisesta sekä pumppauksen teoriasta ja virtaustekniikasta. Opinnäytetyössä opitut asiat ovat syventäneet näkemystä kunnossapidossa ja niistä on hyötyä tulevaisuudessa.

Tulevaisuudessa opinnäytetyöstä saatuja tuloksia voidaan hyödyntää keskipakopumppujen uusimisen yhteydessä pumppujen toimintapisteiden määrittämisen apuvälineenä.

Projektin ulkopuolelle rajattiin uusien keskipakopumppujen sovittaminen paikoilleen prosessissa. Se vaatii vielä mahdollisesti muutoksia pumppuja kannatteleviin betonipeteihin sekä imu- ja paineputkistoihin, jotta pumput voidaan liittää niihin.

LÄHTEET

- Beck, S.;& Collins, R. (2008). *Moody diagram*. Sheffield: University of Sheffield. Haettu 2. huhtikuu 2017 osoitteesta https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Moody_diagram.jpg
- Eskeli, H.;Hamara, J.;Laukkanen, M.-L.;Lehtonen, P. O.;Luoto, K.;Vihavainen, M.;& Ylihärtilä, A. (ei pvm). *Opetushallitus, Laboratorioanalyysit*. Haettu 8. huhtikuu 2017 osoitteesta http://www03.edu.fi/oppimateriaalit/laboratorio/teollisuusnayteanalyysit_selluloosamassan_kuiva-aine_ja_sakeus.html
- Helppi, T. (2017). M-L30S-1. *Helpin valokuva- albumi*. Kuopio.
- Holland Applied Technologies. (20. marraskuu 2013). Haettu 7. maaliskuu 2017 osoitteesta <https://hollandaptblog.com/2013/11/20/why-sanitary-centrifugal-pumps-do-not-use-closed-impellers/>
- Huhtinen, M.;Korhonen, R.;Tuomo, P.;& Urpalainen, S. (2013). *Voimalaitostekniikka*. Tampere: Opetushallitus.
- Jokilaakso, A. (1987). *Virtaustekniikan, lämmönsiirron ja aineensiirron perusteet*. Hämeenlinna: Otakustantamo.
- Keskinen, K. I. (2015). *Taulukoita ja piirroksia kemian laitetekniikkaan*. Helsinki: Otatieto.
- Motiva Oy. (2009). Energiatehokas pumppausjärjestelmä. Haettu 5. maaliskuu 2017
- Motiva Oy. (Joulukuu 2011). Energiatehokkaat pumput. Helsinki. Haettu 5. maaliskuu 2017
- Savon Sellu Oy. (Tammikuu 2017). Yleisesittely.
- Suomen ympäristökeskus. (joulukuu 2008). Paras käytettävissä oleva tekniikka (BAT) Teollisuuden energiatehokkuus. *Suomen ympäristö*, s. 66.
- Tolvanen, J. (2007). Life cycle energy cost savings through careful system design and pump selection. *World Pumps*, 36.
- Wernet Pumps. (2017). Haettu 13. maaliskuu 2017 osoitteesta http://www.wernert.de/download/typenreihe-NE_EN.pdf
- Wirzenius, A. (1969). *Keskipakopumput*. Tampere: Kustannusyhtymä.
- Wuori, P. A. (1994). *Virtausmekaniikan perusteet*. Helsinki: Otatieto Oy.

LIITE 1: NOSTOKORKEUDEN JA TEHONTARPEEN LASKENTATAULUKKO

Pumpun nostokorkeus ja tehontarve

Hylkytornin massapumppu

Putkisto

Putken sisähalkaisija d [m]	0,215
Putken pituus L [m]	65
Virtauskanavan poikkipinta- ala A [m ²]	0,036305
Putken karheus k [mm]	0,015
Imusäiliön pinnankorkeus h ₁ [m]	0
Painesäiliön pinnankorkeus h ₂ [m]	6

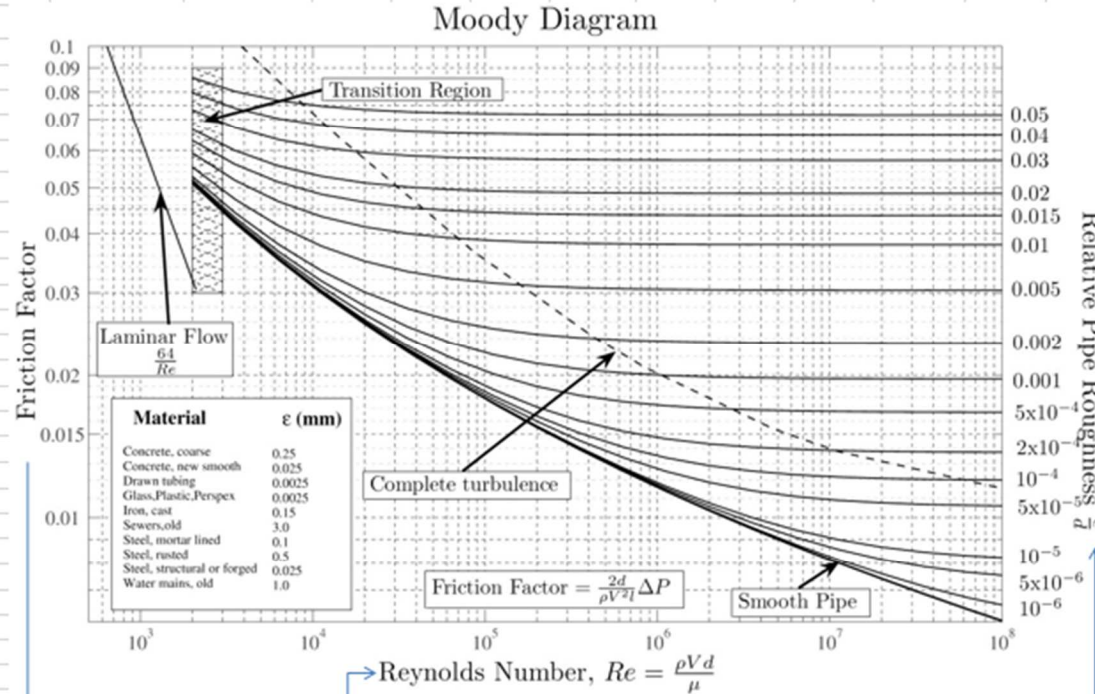
Kertavastuskertoimet

Putken osa	ζ
Putkikäyrä 45 sileä	0,09
Putkikäyrä 45 sileä	0,09
Putkikäyrä 45 sileä	0,09
Putkikäyrä 45 sileä	0,09
Putkikäyrä 45 sileä	0,09
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Putkikäyrä 90 sileä	0,15
Levyluistiventtiili	0,2
Palloventtiili	0,8
T- kappale, virtaus sivuputkesta molemp	1,7
Kertavastuskerroin Σζ [-]	4,95

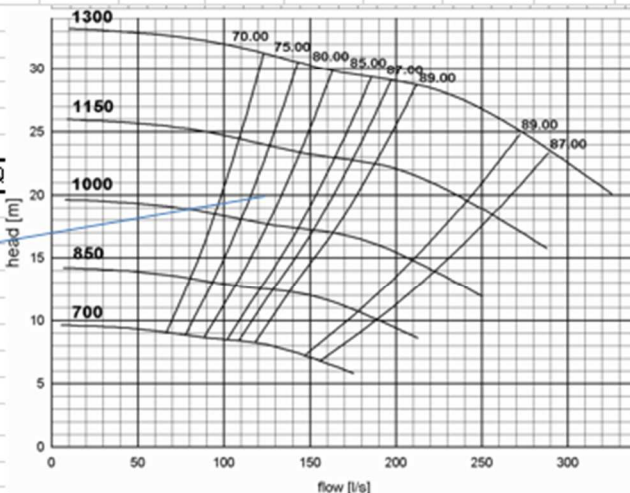
Virtaus	
Tilavuusvirtaus Q [m ³ /s]	0,125
Virtausnopeus w=Q/A=4Q/(π·d ²) [m/s]	3,4430491
Virtaavan aineen tiheys ρ [kg/m ³]	983,2
Virtaavan aineen viskositeetti μ [Ns/m ²]	0,000463
Putkivastuskerroin λ turbulentille [-]	0,09
Maan putoamiskiikkyvyys g [m/s ²]	9,80665

Nostokorkeus h [m]	25,44
Tarjoksessa	25

Todellinen tehontarve P _{tot} [W] P _{tot} =P	39816
Tarjoksessa	37000



Reynoldsin luku	1571964
Re = d w ρ / μ	
Teoreettinen tehontarve P _{teor} [W] P _{teor} = ρ g H Q	30658
Hyötösuhde	0,77



Dynaaminen painehäviö turbulentille	Δp _{dyn} = (λ L / d + Σ ζ) 1/2 ρ w ²
	187415,2
Halkaisija muuttuu, Δp _{dyn}	Δp _{dyn} = Σ (λ L ρ w ² / 2 d) + Σ (1/2 ζ ρ w ²)
Staatinnainen painehäviö	Δp _{st} = ρ g (h ₂ - h ₁)
	57851,4
Kokonaispainehäviö turbulentille	Δp _{tot} = Δp _{dyn} + Δp _{st}
	245266,6
Virtausvastus	Δp = λ L / d 1/2 ρ w ²
Kertavastus	Δp = ζ 1/2 ρ w ²
	158568,0568 28847,18879
Putkivastuskerroin laminaarivirtaukselle	λ = 64 / Re
	4,07134E-05
Putken suhteellinen karheus k/d	0,070