



OULUN YLIOPISTO  
UNIVERSITY of OULU

KONETEKNIIKAN KOULUTUSOHJELMA

## **PPK6 konekiertoputkistojen värähtelyn hallinta**

Iikka Heilala

Diplomityö, jonka aihe on hyväksytty  
Oulun yliopiston Konetekniikan koulutusohjelmassa 22.10.2015

Ohjaaja: Prof. Juhani Niskanen

# TIIVISTELMÄ

PPK6 konekiertoputkistojen värähtelyn hallinta

likka Heilala

Oulun yliopisto, Konetekniikan koulutusohjelma

Diplomityö 2015, 94 s. + 16 s. liitteitä

Työn ohjaaja: Prof. Juhani Niskanen

Tässä työssä tutkitaan paperin päällystyskoneen konekiertoputkistojen värähtelyä. Värähtely aiheuttaa tuotantokatkoksia aiheuttavia putki- ja kannakerikkoja erityisesti konekiertopumppujen ja painesihtien välisessä putkistossa. Värähtely ilmenee erityisesti pintapastaa applikoivien päällystysasemien 3 ja 4 konekiertoputkiston värähtelynä.

Työn tavoitteena on tutkia, mikä toimii putkistovärähtelyn herätteenä ja löytää keinoja putkistovärähtelyn hallintaan. Putkistovärähtelyyn voidaan vaikuttaa muuttamalla tai lisäämällä putkiston kannakointia, muuttamalla putkiston dimensioita tai vaikuttamalla herätteeseen.

Työ jakautuu teoria- ja tutkimusosuuteen. Teoriaosuudessa esitellään konekiertojärjestelmän toiminta, epäkeskoruuvipumppujen toimintaa, värähtelymekaniikkaa, virtausmekaniikkaa, putkistoon liittyvää värähtelyä sekä elementtimenetelmiä. Tutkimusosuudessa esitellään tehdyt tutkimukset, sekä arvioidaan tutkimusten tulokset. Tutkimuksessa käytettiin värähtely- ja painemittausta sekä elementtimenetelmiä. Tutkimusten aikana putkiston kannakointiin tehtiin muutoksia ja tutkittiin kannakointimuutosten vaikutusta värähtelyyn.

Putkistovärähtelyn heräte tulee konekiertopumppujen tuottamasta pulseeraavasta paineesta. Pulseeraus ei muodostu ongelmaksi, kun pastan viskositeetti on tarpeeksi alhainen. Pintapastan viskositeetti erityisesti kiiltävällä pintapastalla on huomattavasti korkeampi kuin esipastalla tai matalla pintapastalla ja aiheuttaa voimakasta pulseerausta virtaukseen.

Konekiertoputkiston värähtelytasot laskivat sallitulle tasolle matta pintapastaa pumpattaessa. Kiiltävällä pintapastalla värähtelytasot jäivät matta pintapastaa korkeammiksi, mutta laskivat kannakemuutoksien avulla huomattavasti. Värähtely väheni erityisesti putkistorikoille herkällä kokoajaputken alueella.

Painemittaukset myös osoittavat varsin helpon tavan määrittää epäkeskoruuvipumpun kunnon. Pumppujen rikkoontuessa rikkinäisen pumpun erottaminen ehjistä on ollut vaikeaa. Pumpun kuluminen aiheuttaa vuotovirtausta ja pumpun tuoton pienenemistä. Painemittauksilla voidaan määrittää helposti eniten vuotovirtausta aiheuttava pumppu.

Asiasanat: putkistovärähtely, epäkeskoruuvipumppu, paperin päällystys

# ABSTRACT

Vibration control of PPK6 coating colour supply piping

Iikka Heilala

University of Oulu, Degree Programme of Mechanical Engineering

Master's thesis 2015, 94 p. + 16 p. appendixes

Supervisor: Prof. Juhani Niskanen

In this thesis piping vibration of paper coating colour supply system is studied. The piping vibration causes production outages due the failures in pipes and piping supports. Failures take place in pipework between pumps and pressure screen especially in surface coating stations 3 and 4.

The aim of this thesis is to examine excitation of piping vibration and the ways to reduce it. Piping vibration can be influenced by changing or adding piping supports, changing the dimensions of the pipes or by influencing the excitation.

This thesis is divided into theoretical and experimental part. The theories of paper coating colour supply system, eccentric screw pumps, vibration mechanics, fluid mechanics, piping vibration and finite element systems are presented in the theoretical part. The experimental part presents and evaluates the experimental studies. In these studies measurements of pressure and vibration as well as FEM were used. During the experimental studies piping supports were changed and the effect to the piping vibration were monitored.

The excitation of the supply system piping vibration is caused by pulsative pressure from eccentric screw pumps. Pulsation causes problems only when viscosity of coating paste is high enough. The worst piping vibration takes place when glossy coating paste is applied to paper. Glossy paste has significantly higher viscosity than matte paste.

Vibration levels of coating supply line were reduced to allowed level when matte coating paste was applied to paper. Pumping glossy paste causes still higher vibration levels but due to the piping support changes, vibration levels were reduced significantly close the most frequent piping failures area the collector pipe.

Pressure measurements proved to be useful when determining the condition of an eccentric screw pump. When an eccentric screw pump is worn out it starts to increase the amount of slip flow and decrease the volume flow. It has been difficult to find out which pump has worn out and causes volume flow drop in the system. Slip flow is visible in the pressure pressure measurement.

Keywords: piping vibration, eccentric screw pump, paper coating

## **ALKUSANAT**

Tämän diplomityön aiheen olen saanut Oulun paperitehtaan kunnossapidosta vastaavalta Efora Oy:ltä. Työn tarkoituksena on parantaa paperin päällystyskone 6:n toimintavarmuutta.

Haluan kiittää Efora Oy:ssä minua opastanutta insinööri Ilkka Ruotsalaista, sekä PK6:sen toisen kerroksen väkeä, jotka vaikuttivat työn etenemiseen positiivisesti. Haluan kiittää myös Oulun yliopiston konetekniikan osaston puolesta työtäni valvonutta professori Juhani Niskasta työtäni ohjauksesta. Kiitokset kuuluvat myös perheelleni ja ystäväilleni, jotka ovat tukeneet minua työn ja opiskelun aikana.

Oulu, 14.12.2015

Ilkka Heilala

# SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

ALKUSANAT

SISÄLLYSLUETTELO

MERKINNÄT JA LYHENTEET

1 JOHDANTO .....	13
2 PAPERIN PÄÄLLYSTYSKONE 6 .....	15
2.1 Konekierto.....	15
2.2 Epäkeskoruuvipumput.....	17
3 VÄRÄHTELY .....	27
3.1 Yhden vapausasteen värähtely .....	27
3.2 Vaimennettu värähtely .....	28
3.3 Pakotettu värähtely.....	31
3.4 Pakkovärähtelyn siirtyminen alustaan.....	33
3.5 Alustan värähtely .....	34
3.6 Usean vapausasteen värähtely.....	35
3.7 Viritetty massavaimennin.....	37
4 ELEMENTTIMENETELMÄ .....	45
5 PUTKIVIRTAUS.....	47
5.1 Viskositeetti.....	47
5.2 Virtausprofiili.....	51
5.2.1 Laminaarinen virtaus .....	51
5.2.2 Turbulenttinen virtaus.....	53
5.3 Virtauksen vaikutukset putkistoon.....	54
5.4 Paine pulsaatio putkistossa.....	56
5.5 Paine pulsaation määrittäminen putkistossa .....	58
6 PUTKISTOVÄRÄHTELY .....	61
6.1 Putkistossa sallitut värähtelytasot .....	61
6.2 Putkistovärähtelyn hallinta.....	63
7 SUORITETUT MITTAUKSET JA TUTKIMUKSET.....	64
7.1 Värähtelymittaukset .....	66
7.1.1 Kokeiden tarkoitus.....	66

7.1.2 Mittauspisteet ja mittausparametrit.....	66
7.2 Värähtelymittausten tulokset.....	69
7.3 FEM.....	75
7.3.1 Simulaation tarkoitus.....	75
7.3.2 Käytetty laitteisto.....	75
7.3.3 FEM tulokset.....	77
7.4 Painemittaukset.....	80
7.4.1 Mittausten tarkoitus.....	80
7.4.2 Paineen mittauksessa käytetty laitteisto ja mittausparametrit.....	81
7.4.3 Paineen mittausten tulokset.....	82
8 TULOSTEN TARKASTELU.....	84
8.1 Putkistovärähtely.....	84
8.2 Pumppujen kunnan määrittäminen.....	87
9 YHTEENVETO.....	89
10 LÄHDELUETTELO.....	90
LIITTEET	



## MERKINNÄT JA LYHENTEET

$A$	Poikkipinta-ala [ $m^3$ ]
$\bar{A}$	Vakiokerroinvektori
$a$	Taajuussuhde
$a_{opt}$	Optimaalinen taajuussuhde
$c$	Vaimennuskerroin [ $Ns/m$ ]
$c_a$	Apumassaan kytketyn vaimentimen vaimennuskerroin [ $Ns/m$ ]
$c_{aa}$	Massavaimentimen kriittinen vaimennuskerroin [ $Ns/m$ ]
$c_{kr}$	Kriittinen vaimennuskerroin [ $Ns/m$ ]
$C_n$	Vakiokerroin
$cP$	Centipoises
$D, d$	Halkaisija [ $m$ ]
$d_R$	Roottorin halkaisija [ $m$ ]
$d_{st}$	Staattorin halkaisija [ $m$ ]
$dt$	Etäisyyden muutos [ $m$ ]
$du$	Nopeuden muutos [ $m/s$ ]
$du$	Nopeuden muutos [ $m/s$ ]
$dy$	Etäisyyden muutos [ $m$ ]
$E$	Kimmokerroin [ $Pa$ ]
$e$	Roottorin epäkeskeisyys [ $m$ ]
$e_{eq}$	Ekvivalenttinen massa
$f$	Taajuus [ $Hz$ ]
$F$	Voima [ $N$ ]
$FEM$	Finite element method
$F_o$	Alustaan siirtyvä voima [ $N$ ]
$F_r$	Resultanttivoima
$GVF$	Kaasun osuus tilavuusvirrasta
$i$	Imaginaariluku
$k$	Jousivakio [ $N/m$ ]
$\mathbf{k}$	Jäykkyydsmatriisi
$\mathbf{K}$	Vakiokerroinmatriisi

$k_a$	Apumassaan kytketty jousivakio [N/m]
$l$	Pituus [m]
$M, m$	Massa [kg]
<b><math>m</math></b>	Massamatriisi
$m_a$	Apumassa [kg]
$m_p$	Putkivirtausvakio
$n$	Pyörimisnopeus [1/min]
$P$	Ottoteho [W]
$p$	Paine [Pa]
$p_0$	Putkessa vaikuttava staattinen paine [Pa]
$p_1$	Paineen amplitudi [Pa]
$p_a$	Putkessa vaikuttava paine
$p_i$	Putkea ympäröivä ilmanpaine
$P_k$	Häviöteho [W]
PPK6	Stora Enso:n paperin päällystyskone 6
$P_{St}$	Staattorin nousupituus [m]
$Q_{kaasu}$	Kaasun tilavuusvirtaus [ $m^3/h$ ]
$Q_{neste}$	Nesteen tilavuusvirtaus [ $m^3/h$ ]
$Q_{th}$	Tilavuusvirtaus [ $m^3/h$ ]
$r$	Etäisyys putken keskilinjalta [m]
$R$	Putken säde [m]
<b><math>R</math></b>	Vektori, joka sisältää luonnolliset reunaehdot
$s$	Siirtymä [mm]
$S$	Vuotovirtaus [ $m^3/h$ ]
$s$	Vällys [mm]
$S_i$	Vuotokerroin
$S_{lam}$	Vuotovirtaus laminaarisessa virtauksessa [ $m^3/h$ ]
$S_{turb}$	Vuotovirtaus turbulentsisessa virtauksessa [ $m^3/h$ ]
$S_{vesi}$	Vuotovirtaus vedellä [ $m^3/h$ ]
$t$	Aika [s]
$T$	Lämpötila
$t$	Putken seinämän paksuus [m]
$T$	Siirtyvyys

$u$	Alustan siirtymä [m]
$\dot{u}$	Alustan nopeus [m/s]
$U$	Virtauksen keskinopeus
$U_0$	Maksimivirtausnopeus, virtausnopeuden amplitudi
$u_0$	Alustan siirtymän amplitudi
$\bar{\mathbf{u}}$	Vektori, joka sisältää kenttäfunktion solmuarvot
$w$	Roottorin ja staattorin limitys
$v$	Nopeus [mm/s]
$V$	Tilavuus
$V$	Virtausnopeus [m/s]
$x$	Poikkeama tasapainoasemasta [m]
$\dot{x}$	Nopeus [m/s]
$\ddot{x}$	Kiihtyvyys [m/s <sup>2</sup> ]
$x_a$	Apumassan siirtymä perustusten suhteen [m]
$\mathbf{x}_i$	Suuntavektori
$\mathbf{x}_i$	Suuntavektori putkeen sisään
$x_o$	Alustan siirtymä [m]
$\mathbf{x}_o$	Suuntavektori
$\mathbf{x}_o$	Suuntavektori putkesta ulos
$x_r$	Vakiokerroin
$\alpha$	Viskositeettikerroin
$\beta$	Vaikuttavan voiman taajuuden suhde ominaistajuuteen
$\beta_a$	Taajuussuhde
$\beta_c, \beta_1, \beta_2$	Kiintopisteiden paikka
$\gamma$	Kinemaattinen viskositeetti
$\varepsilon$	Heräteparametri
$\varepsilon$	Suhteellinen venymä
$\zeta$	Vaimennussuhde
$\zeta_{opt}$	Optimaalinen vaimennuskerroin
$\zeta_{opt.1}$	Optimaalinen vaimennuskerroin
$\eta$	Dynaaminen viskositeetti [Pa s]
$\eta_v$	Tilavuusvirtauksen hyötysuhde

$\theta$	Putkikäyrän kulmanmuutos [rad]
$\lambda$	Aallon pituus
$\mu$	Dynaaminen viskositeetti [Pa s]
$\mu$	Massojen suhde
$\rho$	Tiheys [ $\text{kg/m}^3$ ]
$\sigma_x$	Kehäjännitys [Pa]
$\tau$	Leikkausjännitys [Pa]
$\phi_i$	Ominaisvektori
$\psi$	Siirtyvyyden vaihekulma [rad]
$\omega$	Kulmataajuus [Hz]
$\Omega$	Pulsaation taajuus [Hz]
$\omega_o$	Ominaiskulmataajuus [Hz]
$\omega_a$	Massavaimentimen ominaistaajuus [Hz]
$\omega_i$	Ominaistaajuus [Hz]
$\omega_v$	Vaimennettu ominaiskulmataajuus [Hz]

# 1 JOHDANTO

Stora Enso:n Oulun paperitehtaalla valmistetaan päällystettyä hienopaperia kahdella tuotantolinjalla. Molemmilla tuotantolinjoilla paperi päällystetään off-machine-päällystyskoneella.

Paperin päällystyskone 6:lla (PPK6) on neljä päällystysasemaa. Päällystysasemat applikoivat päällystyspastaa pohjapaperin pintaan vuorotellen ylä- ja alapuolelle yhteensä kaksi kerrosta. Kunkin päällystysaseman jälkeen paperi kuivataan erilaisilla kuivaimilla. Jokaisella päällystysasemalla on oma konekierto, joka siirtää päällystyspastaa konesäiliöstä sihtien kautta päällystysasemalle. Konekierrossa pastan pumppaukseen käytetään kolmea epäkeskoruuvipumppua. Pumppuja ohjataan kahdella taajuusmuuttajalla siten, että kahdella pumpulla on yhteinen taajuusmuuttaja ja yhtä pumppua ohjataan omalla taajuusmuuttajalla. Päällystysasemalle menevän pastan määrää säädetään ohjaamalla pumppuja taajuusmuuttajilla.

Päällystysasemien konekierroissa on esiintynyt ongelmia erityisesti asemilla kolme ja neljä. Ongelmat ilmenevät epäkeskopumppujen ja sihtien välisessä putkistossa voimakkaana värähtelynä ja ajan myötä putkistorikkoina. Värähtely putkistossa on niin voimakasta, että värähtely on havaittavissa aistinvaraisella tarkastelulla esimerkiksi käsin koettamalla ja kulkutasojen kaiteiden silminnähtävänä värinänä. Yliherva (1995) sivusi konekiertoputkiston värähtelyä ja totesi putkiston värähtelevän putkiston resonanssitaajuudella. Putkirikkojen lisäksi päällystysasemien konekierrossa tapahtuu myös ajoittain pumppurikkoja ja putkiston kannakoinnin pettämisiä.

Työn tarkoituksena on vähentää putkistovärähtelyä epäkeskoruuvipumppujen ja sihtien välisessä putkistossa. Työssä selvitetään, mikä aiheuttaa värähtelyä ja millä toimenpiteillä värähtelyä voidaan vähentää. Värähtelyongelmien tutkimiseen käytetään värähtely- ja painemittauksia, joilla värähtelyn laatu ja aiheuttaja saadaan määritettyä. Värähtelyä pyritään myös analysoimaan FEM-analyysiä (Finite Element Method) käyttäen.

Jos värähtelyn heräte on pulseeraava virtaus, voidaan värähtelyn voimakkuuteen vaikuttaa pienentämällä pulseerauksen amplitudia esimerkiksi ohjaamalla pumput

pyörimään hieman eri kulmanopeudella. Jos pulseerauksen pienentäminen ei riitä, tai heräte on pumpuista riippumaton, voidaan putkiston ominaistajuuksia muuttaa muuttamalla putkiston fyysisiä ominaisuuksia. Putkiston ominaistajuuksiin vaikuttaa putkiston massa ja jäykkyys. Muuttamalla näitä ominaisuuksia, voidaan ominaistajuudet säätää sopiviksi pois herätteen taajuudelta. Myös lisäämällä putkistoon vaimennusta voidaan olemassa oleva värähtelyn amplitudi pienentää. (Wachel et.al.1990).

## 2 PAPERIN PÄÄLLYSTYSKONE 6

Paperin päällystyskone 6 rakennettiin 1991. Toimintaperiaatteena päällystyskoneessa oli sivelytela-applikointi. Päällystyskone uudistettiin ja päällystysmenetelmä muutettiin jet-applikoinnilla toimivaksi vuonna 2001. Jet-applikoinnin etuna on päällystyksen helpompi hallittavuus suurilla ratanopeuksilla (Linnonmaa & Trefz 2000 s. 433–434).

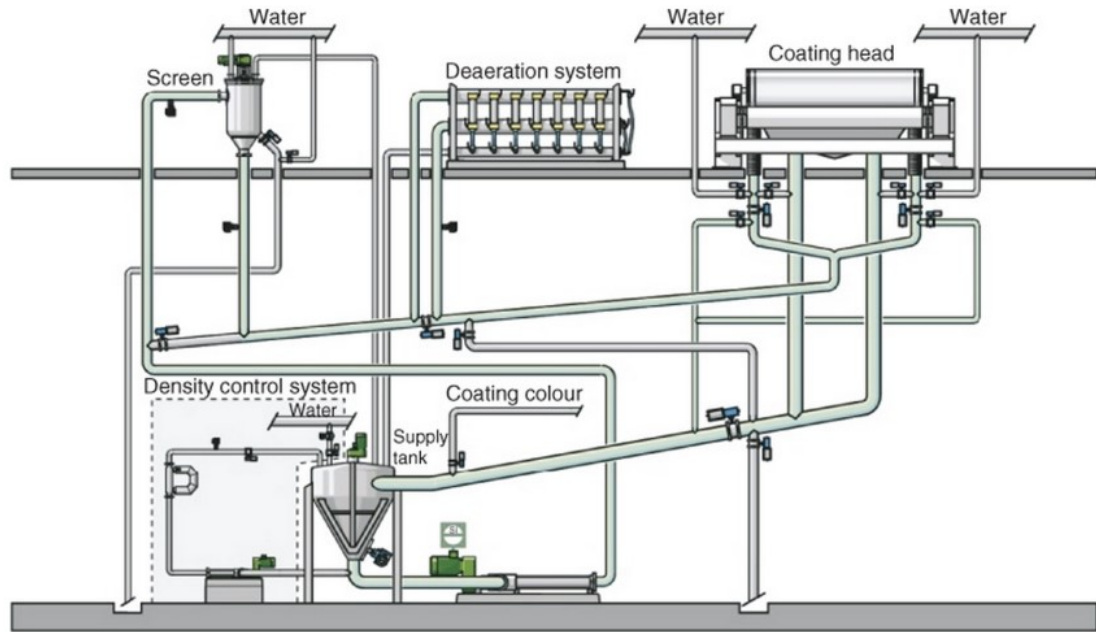
Jet-applikoinnissa päällyste suihkutetaan kapeasta noin 0,8 mm raosta vastatelan tukeman paperiradan pintaan. Suihkun nopeus on tyypillisesti 56 m/s ja syötettävä pastamäärä on noin 45 l/min/leveysmetri. Applikoinnissa paperiradan pintaan jää pastaa noin 250 ml/m<sup>2</sup>. (Pulkkinen 2001 2:s10).

Päällystemäärän hallinta tapahtuu kaavinterällä, jota kuormittamalla muutetaan paperiradan pintaan jäävän pastan määrää. Kaavarilla erotettu ylimääräinen pasta ohjataan takaisin konekiertoon. (Pulkkinen 2001 2:s10)

### 2.1 Konekierto

Konekierron tärkeimpänä tehtävänä on syöttää päällystyspastaa konesäiliöstä päällystysasemalle sopiva määrä. Konekierron muihin tehtäviin kuuluu ylimääräisen pastan palauttaminen päällystysasemalta konesäiliöön ja kierrätetyn pastan puhdistaminen. Kuvassa 1 on esitetty kaaviokuva konekiertoon liittyvistä laitteista. Kuvassa katkoviivoin erotettu tiheydenhallintajärjestelmä ei kuulu nykyisiin konekiertojärjestelmiin. (Mäkinen 2000 s358-359).

PPK6:n konekiertoputkisto koostuu pumpuilta tulevista 250 mm putkista jotka yhdistyvät 300 mm kokoajaputkeen. Kokoajaputki jakaantuu kahteen 200 mm putkeen sihtitasolla ja ensimmäisten painesihtien jälkeen 200 mm putket supistuvat 150 mm putkiin. Liitteessä 1 on esitetty konekiertoputkiston osa putkistopiirustuksesta, jossa näkyy konekiertoputkisto ja sihtitaso ylhäältäpäin.



**Kuva 1** Konekierron kaaviokuva (Mäkinen 2000 s. 359)

Konekierrossa sihtien tehtävänä on suodattaa konesäiliöstä tulevasta pastasta epäpuhtaudet ja siten saada päällystyspastasta mahdollisimman hyvälaatuista. PPK6 konekierrroissa käytetään Laser-Screen – painesihdejä. Sihdeissä on kussakin yksi iso sihtirumpu, jonka silmäkoko on 150 µm. Sihtirummun ulkopuolella pyörii kaavari, joka pitää sihtin reiät puhtaina. Rejekti poistetaan sihdistä katkojen aikana. (Ruuskanen 1991 s. 48; Mäkinen 2000 s. 356–367).

Ilmanpoisto tapahtuu painesihdeissä, ilmanpoistimissa sekä ilmanpoistoverteilla. Painesihdeissä ilmanpoisto perustuu mekaaniseen erottamiseen. Sihtin silmäkoko suuremmat ilmakuplat jäävät sihtin rejektiin. Ilmanpoistin koostuu useista keskipakosykloneista. Keskipakosykloneissa ilman poistaminen perustuu pastan ja ilman väliseen tiheuseroon sekä keskipakovoimaan. Ilmanpoistimen jälkeen ilman määrään voidaan vielä vaikuttaa ilmanpoistoverteilla. Vertereilla ohivirtautetaan pastaa takaisin konesäiliöön ennen päällystysasemaa. (Pulkkinen 2001 s. 10).

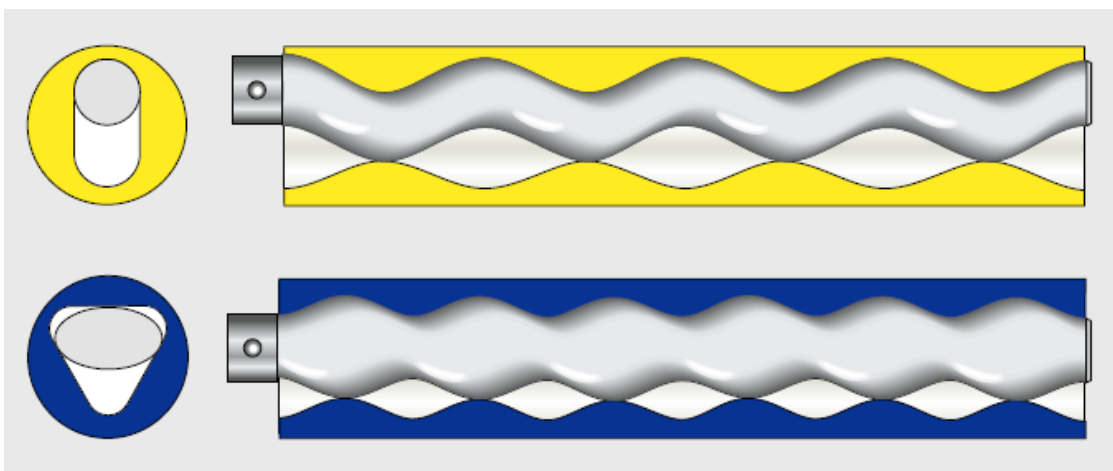
Päällystysasemalle menevän pastan määrää voidaan säätää kahdella tavalla. Yksi pastan määrään vaikuttava tekijä on konekiertopumppujen pyörimistäajuus. Toinen pastan määrään vaikuttava tekijä on ohivirtauksen suuruus. Ohivirtausta säädetään ilmanpoisto- ja tasausvertereilla. (Pulkkinen 2001 s. 10).



## 2.2 Epäkeskoruuvipumput

Konekierrossa käytetään Netzsch NE 150 B epäkeskoruuvipumppuja. Epäkeskoruuvipumput ovat itseimeviä ja kykenevät pumppaamaan myös suuria kuiva-ainepitoisuuksia sisältäviä sekä abrasiivisia lietteitä. Kuiva-ainepitoisuuden tai viskositeetin kasvaessa pumpun luontainen imu ei enää välttämättä täytä kammioita. Epäkeskoruuvipumput kestävät kuitenkin erittäin hyvin kavitaatiota, sillä elastomeerinen staattori toimii vaimentimena. Elastomeeri voi toimia vahingoitta, kun vain 10 % pumpattavasta fluidista on nestemäistä (Dillon & Vüllings 1996). Suuri viskositeettisten nesteiden ja lietteiden pumppauksessa on käytettävä pienempiä pyörimisnopeuksia tai syöttöruuvia. (Huskey 2013 s.10).

Pumpun pääosat ovat roottori ja staattori. Roottorin profiili on yleensä pyöreä, mutta suuremman tuoton saavuttamiseksi käytetään myös elliptistä profiilia. Staattorissa on aina yksi kierre roottoria enemmän. Perinteisissä epäkeskoruuvipumppuissa käytetään niin sanottua 1:2 geometriaa. Roottorin poikkileikkaus on pyöreä ja staattorissa on kaksi kierrettä. Nykyään käytetään myös 2:3 geometrialla varustettuja epäkeskoruuvipumppuja. Pumppuissa on elliptisellä poikkileikkauksella varustettu roottori ja staattorissa on kolme kierrettä. Kuvassa 2 on esitetty 1:2 ja 2:3 geometrialla varustettuja pumppuja. (Netzsch 2015).



**Kuva 2** Epäkeskoruuvipumppujen 1:2 ja 2:3 geometriat (Netzsch 2015)

Roottori on valmistettu koneistetusta teräksestä ja se on pinnoitettu kulutusta kestäväällä ja kitkaa pienentävällä materiaalilla. Staattori on elastomeeria. Yleensä roottori on pyörökierreruuvi suurella nousukulmalla ja kierresyvyydellä. Staattorissa on kaksoiskierre ja kaksinkertainen nousupituus roottoriin nähden. (Smith 2009)

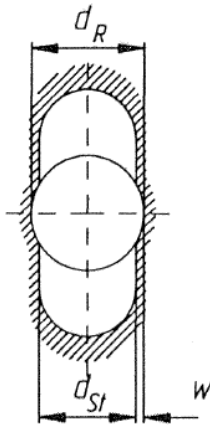
Roottorin ja staattorin jälkeen epäkeskoruuvipumpun tärkeimpiin osiin kuuluu vetoakseli. Koska roottori pyörii staattorin sisällä epäkeskeisellä radalla, on vetoakselin oltava joko joustava tai nivelletty. Yleensä epäkeskoruuvipumpuissa käytetään akselia, joka on nivelletty molemmista päistä ristininelellä. Ristinivel on suojattu joustavalla suojalla, jonka sisällä on voiteluaine. Kahdella ristininelellä varustettu vetoakseli ei kuitenkaan välttämättä tuota tasaista pyörimisnopeutta roottorille. Roottorilla ei ole elastisesta staattorista johtuen kiinteää suuntaa, vaan roottorin ja staattorin välinen suunta elää hiukan. Tästä ja nivelakselista johtuen roottorin pyörintänopeus ei aina seuraa aivan tarkasti pyörittävän moottorin nopeutta. Erittäin pienillä kulmilla nivelakselin kulmanopeuden muutokset ovat vähäiset (Airila et al. 2009 s. 356–257; Nesbitt 2006 s.35).

Roottori pyörii epäkeskeisesti staattorin sisällä muodostaen vakio-tilavuuksisia kammioita, jotka liikkuvat aksiaalisesti pumpun imupuolelta painepuolelle. Vaihtoehtoisesti roottori voi pyöriä keskeisesti ja staattori on joustavasti kiinnitetty pumpun runkoon ja liikkuu roottorin ympärillä epäkeskeisellä radalla (Karassik et al. 2001 s.3.99).

Pumppausteho perustuu roottorin ja staattorin väliseen geometriaan, joka erottaa kammiot toisistaan. Roottorin ja staattorin välinen limitys (kuva 3) voidaan määrittää yhtälöllä (1) (Vetter & Wirth 1995).

$$w = \frac{d_R - d_{St}}{2} \quad (1)$$

missä  $d_R$  roottorin halkaisija [m],  
 $d_{St}$  staattorin halkaisija [m].



**Kuva 3** Epäkeskorusuuvipumpun staattorin ja roottorin dimensiot (Vetter & Wirth 1995)

Kun limitys  $w < 0$  roottorin ja staattorin väliin jää välyys. Kun limitys  $w > 0$  on roottorin halkaisija suurempi kuin staattorin reiän halkaisija ja kammiot ovat tiiviisti erotettu toisistaan ja kuljettavat pumpattavaa nestettä kohti painepuolta tehokkaammin. (Vetter & Wirth 1995).

Kun limitys roottorin ja staattorin välillä on nolla, voidaan tilavuusvirtaus määrittää pumpun geometriasta yhtälöllä (2) (Vetter & Wirth 1995).

$$Q_{th} = 4 e d_R P_{st} n \quad (2)$$

missä  $d_R$  roottorin halkaisija [m],  
 $P_{st}$  staattorin nousupituus [m],  
 $e$  on roottorin epäkeskeisyys [m],  
 $n$  on pumpun pyörimisnopeus [1/min].

Roottorin ja staattorin limitys  $w = d_R/d_{St}$  on yleensä 1.01 jolloin teoreettinen tilavuusvirtaus voidaan määrittää yhtälöllä (3) (Vetter & Wirth 1995).

$$Q_{th} = [4 e d_R - 8 e w - \pi (d_R w + w^2)] P_{st} n \quad (3)$$

Pumpuilla joilla limitys on negatiivinen  $w < 0$ , voidaan tilavuusvirtaus määrittää yhtälöllä (4) (Vetter & Wirth 1995).

$$Q_{th} = \left\{ 4 e d_R - 8 e w - \pi (d_R w - w^2) + 2 \left[ \frac{\pi}{4} \sin^{-1} \left( \frac{2 \sqrt{d_R w - w^2}}{d_R} \right) - \sqrt{d_R w - w^2} \left( \frac{d_R}{2} - w \right) \right] \right\} P_{st} n \quad (4)$$

Kun limitys  $w$  on negatiivinen ja staattorin ja roottorin väliin jää välyys, pumpun hyötysuhde pienenee, koska pumpun kammioiden välillä tapahtuu sisäistä vuotoa. Teoreettisen ja todellisen tilavuusvirran ero syntyy pelkästään sisäisestä vuotovirtauksen määrästä. Tilavuusvirtauksen hyötysuhde määritetään yhtälöllä (5) (Vetter & Wirth 1995).

$$\eta_v = \frac{Q_{th} - S}{Q_{th}} \quad (5)$$

missä  $S$  on vuotovirtaus [m<sup>3</sup>/h].

Vuotovirtaukseen vaikuttaa paine-ero pumpun kammioiden välillä, fluidin viskositeetti ja kammioiden geometriat. Vuotovirtauksen määrä voidaan karkeasti laskea laminaariselle ja turbulenttiselle virtaukselle yhtälöillä (6) ja (7) (Vetter & Wirth 1995).

$$S_{lam} \sim \frac{\Delta p s^3}{\eta} \quad (6)$$

missä  $s$  välyys [mm],  
 $\eta$  on fluidin dynaaminen viskositeetti [Pa s].

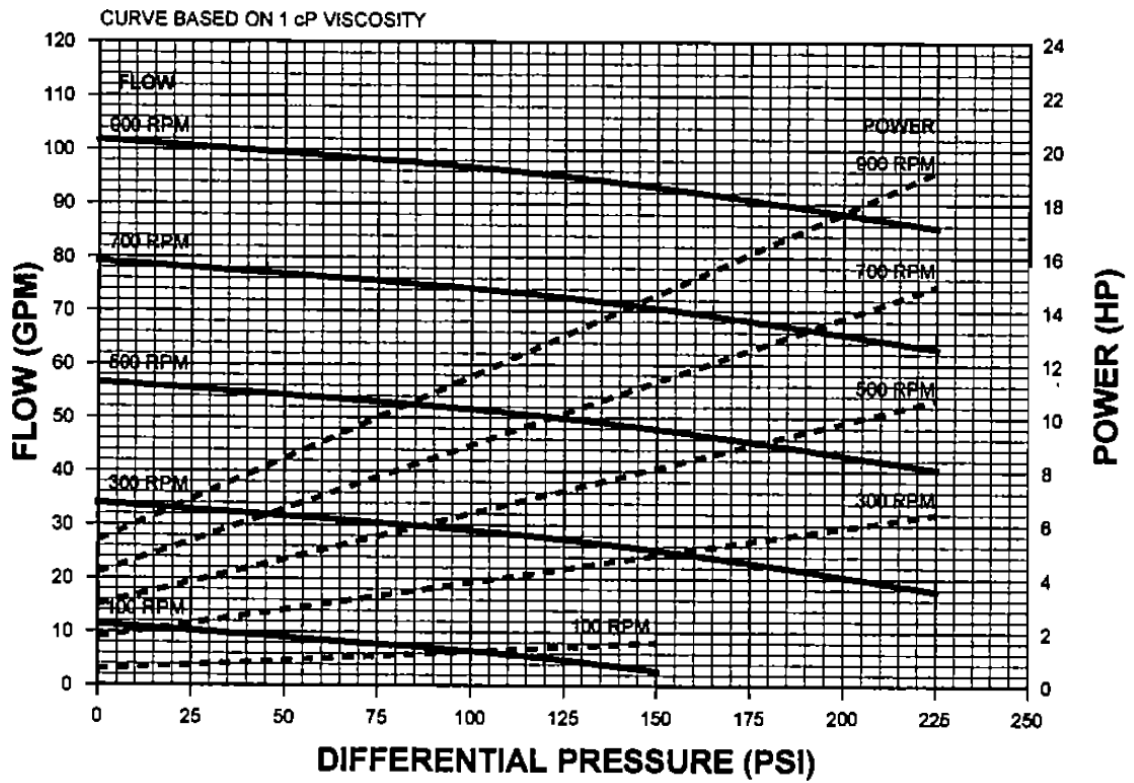
Turbulentisessa virtauksessa vuotovirtauksen määrä voidaan estimoida yhtälöllä (7) (Vetter & Wirth 1995).

$$S_{turb} \sim \sqrt{\Delta p s^3} \quad (7)$$

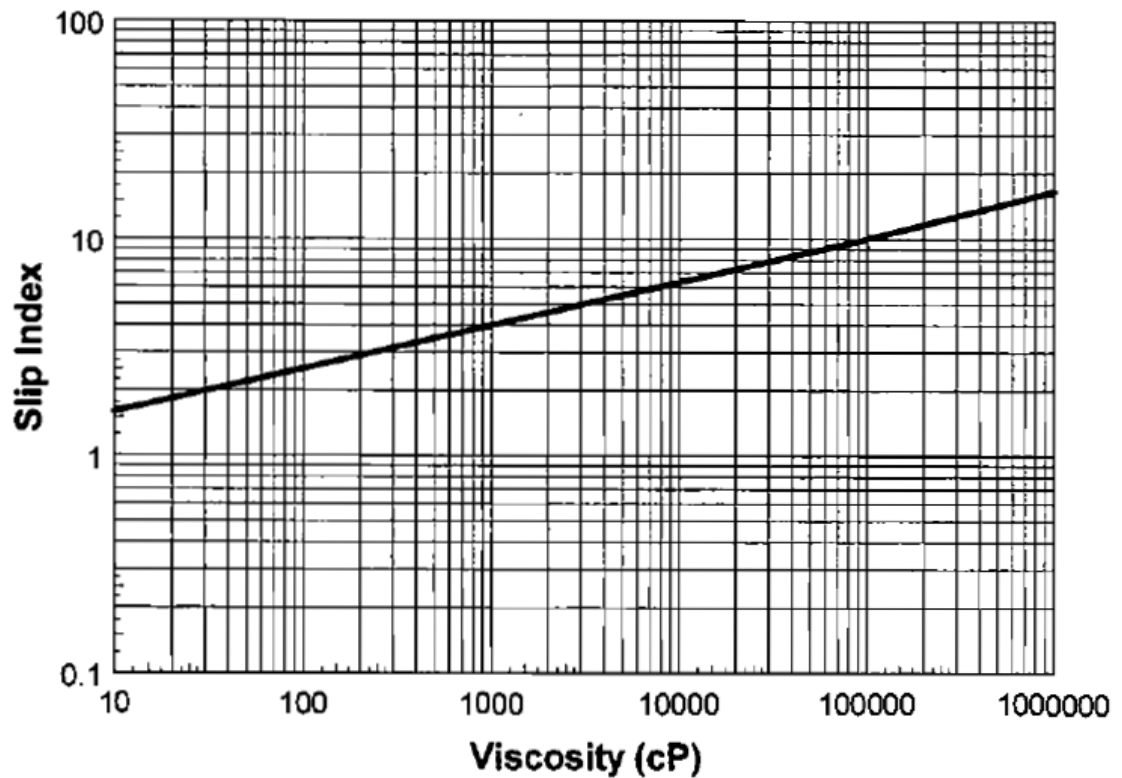
Vuotovirtaus voidaan myös määrittää eri viskositeettisille fluideille, kun tiedetään vuotovirtauksen määrä kyseisellä pumpulla pumpattaessa vettä. Kuvasta 4 määritetään vuotovirtauksen määrä halutussa paineessa ja kuvasta 5 määritetään pumpattavan fluidin viskositeettiin perustuva kerroin. Vuotovirtauksen määrä tilavuusvirtana saadaan yhtälöstä (8). (Schiavello et al. 1997).

$$S = \frac{S_{vesi}}{S_i} \quad (8)$$

missä  $S_{vesi}$  on vuotovirtauksen määrä vedellä [GPA],  
 $S_i$  on kuvasta 5 määritetty vuotokerroin.



**Kuva 4** Epäkeskoruuvipumppujen vuotovirtauksen määrä vedellä (Schiavello et al.1997).



**Kuva 5** Vuotovirtauksen määrän muuntotaulukko eri viskositeeteille (Schiavello et al.1997).

Pumpun ottama teho on riippuvainen pumpun tuottamasta paineesta, tilavuusvirrasta, vuotovirtauksen määrästä ja kitkan aiheuttamista vastuksista. Ottotehon tarve voidaan määrittää yhtälöllä (9) (Vetter & Wirth 1995).

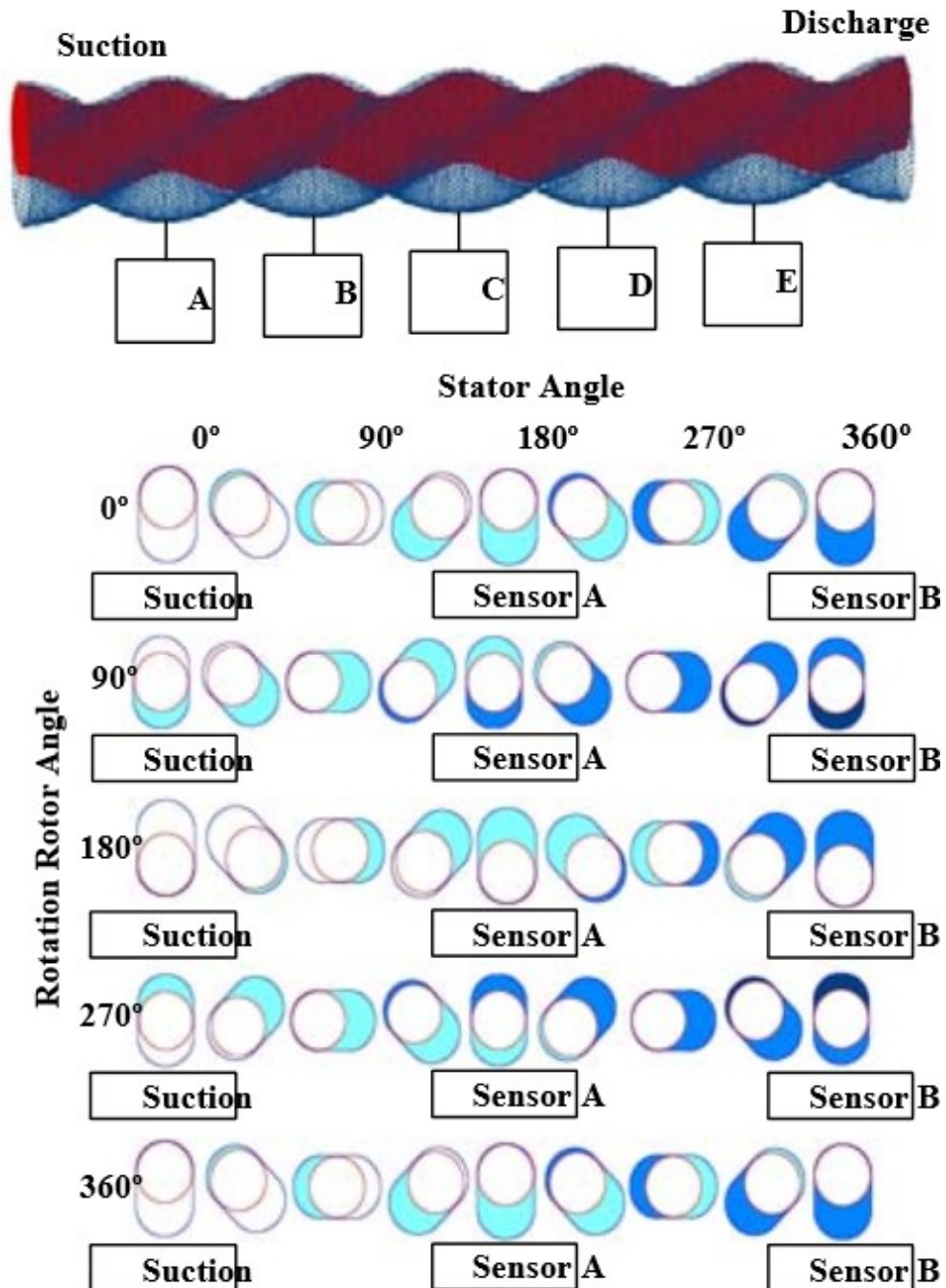
$$P = Q_{th} \eta_v \Delta p + S \Delta p + P_k \quad (9)$$

missä  $P_k$  on kitkan aiheuttama häviöteho [W].

Kitkan aiheuttama häviöteho  $P_k$  on riippuvainen roottorin ja staattorin materiaaleista ja niiden välisestä kitkakertoimesta sekä pumpattavan väliaineen voiteluominaisuuksista. (Vetter & Wirth 1995).

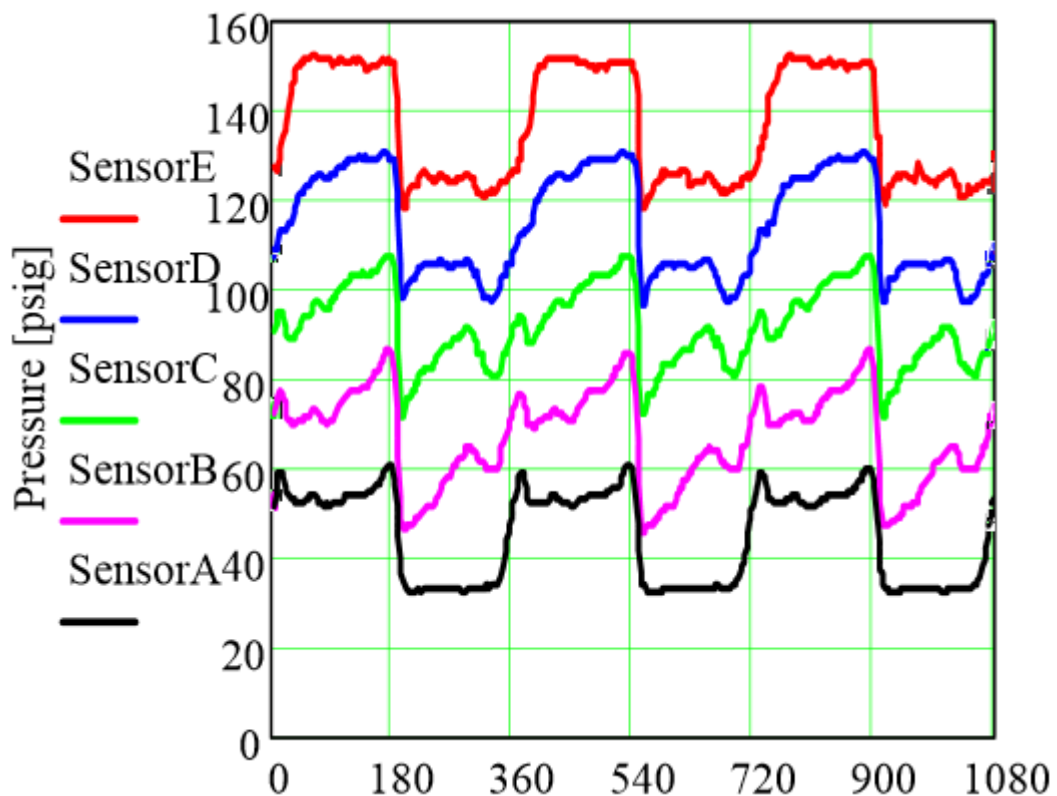
Gamboa et al. 2002 tutkivat metallistaattoristen epäkeskoruuvipumppujen suorituskykyä sekä tietokonesimulaatiolla että laboratoriotesteillä. Laboratoriotestissä epäkeskoruuvipumpulla pumpattiin veden ja öljyn seosta sekä öljyn ja ilman seoksia. Tutkimuksessa käytettiin viittä paineanturia staattorin matkalla mittaamaan painetta

pumpun eri osissa. Tutkimuksen tuloksissa voidaan nähdä painejakauma metallistaattorisen epäkeskopumpun sisällä. Kuvassa 6 näkyy paineantureiden sijoitus pumpun staattorilla.



**Kuva 6** Epäkeskoruuvipumpulle sijoitettujen antureiden sijainnit sekä kammioiden asemat roottorin pyöriessä (Gamboa et al. 2002)

Anturit A ja E mittaavat painetta staattorin päistä ja eroavat muista mittauspisteistä siten, että niiden mittaamia kammioita ei rajoita staattorin ja roottorin välinen tiivistyslinja kaikilla roottorin pyörähdyskulmilla. Kuvassa 7 on esitetty paineet eri antureilla roottorin pyörähtämiskulman mukaan 400 rpm kierrosnopeudella ja paineen ollessa 119,82 psi. Pumpattavana nesteinä toimi öljy. Kuvasta 7 voidaan myös nähdä 180 asteen välein tapahtuva jyrkkä paineenmuutos A ja E sensorilla.



**Kuva 7** Sensoreilla A-E mitatut paineet kolmen kierroksen ajalta

Paineenmuutos tapahtuu, kun roottorin ja staattorin välinen tiivistyslinja ylittää anturin ja kammio avautuu imu- tai painepuolelle. Muilla antureilla ei samanlaista jyrkkää paineenmuutosta tapahdu, vaan paineen kasvu tapahtuu sisäisen vuodon avulla. (Gamboa et al. 2002).

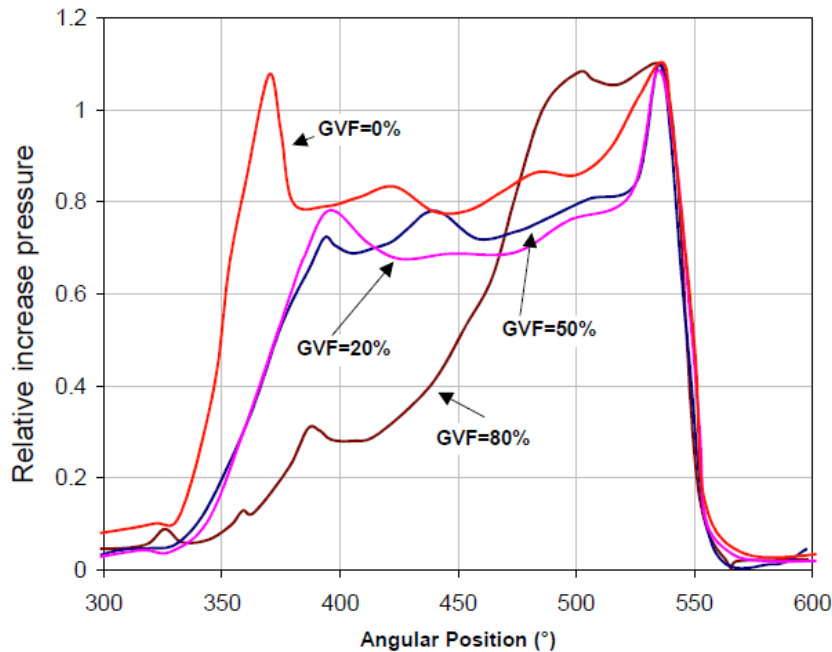
Gamboa et al. (2002) tutkivat myös kaasun vaikutusta pumpun toimintaan. Pumpulla pumpattiin öljyn ja paineilman seosta. Pumpattava öljy sisälsi 20 %, 50 % tai 80 % kaasua tilavuusvirrasta. Tilavuusvirrat laskettiin imuolosuhteissa yhtälöllä (10)



$$GVF = \frac{Q_{kaasu}}{Q_{kaasu} + Q_{neste}} \quad (10)$$

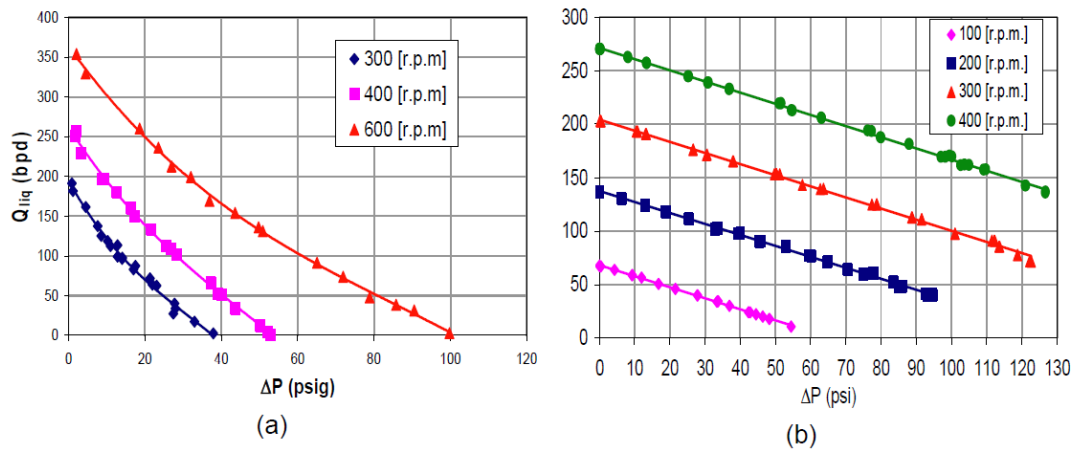
missä  $Q_{kaasu}$  on kaasun tilavuusvirta [m<sup>3</sup>/h],  
 $Q_{neste}$  on nesteen tilavuusvirta [m<sup>3</sup>/h].

Kaasupitoisuuden lisääntyessä pumpun sisäiset paine-erot tasaantuivat kaasun vuotovirtauksen vuoksi. Erityisesti tiivistyslinjan ylittäessä anturin painepiikki on tasaisempi, mitä enemmän kaasua pumpattava neste sisältää. Kuvassa 8 on esitetty kaasun vaikutus pumpun sisäisiin paineisiin ensimmäisellä mittauspisteellä A.



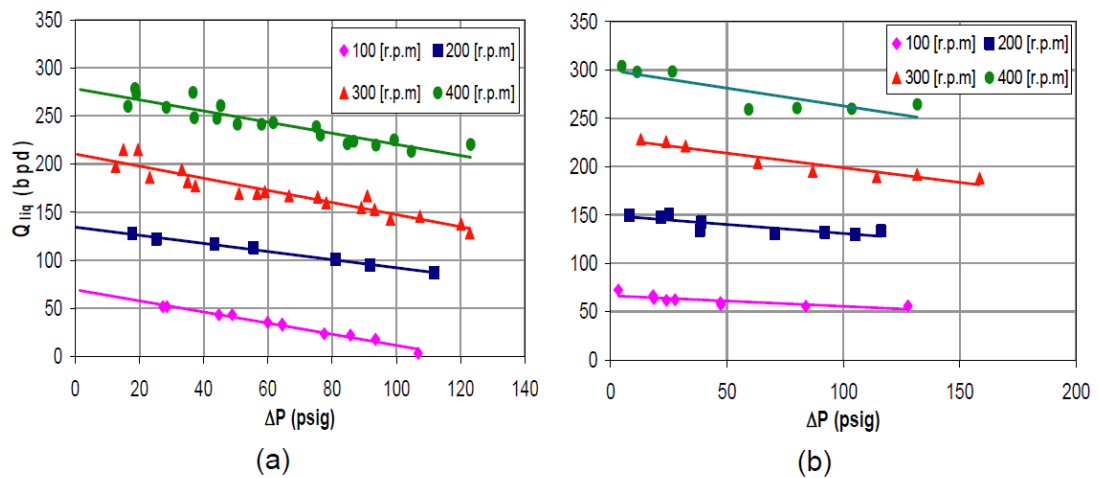
**Kuva 8** Kaasun vaikutus pumpun sisäiseen paineeseen (Gamboa et al. 2002)

Gamboa et al. (2002) tutki myös viskositeetin vaikutusta pumpun toimintaan. Kuvissa 9 ja 10 on esitetty tilavuusvirran ja paineen suhde eri kierrosnopeuksilla ja eri viskositeettisillä nesteillä. Kun pumpattavan nesteen viskositeetti on pieni, ei tilavuusvirran ja paineen suhde ole vakio vaan paineen kasvaessa tilavuusvirtaus pienenee vuotovirtauksesta johtuen.



**Kuva 9** Viskositeetin vaikutus pumpun tilavuusvirtaukseen. (a) viskositeetti on 1 cP. (b) viskositeetti on 42 cP (Gamboa et al. 2002)

Kun pumpattavan nesteen viskositeetti kasvaa huomattavasti (kuva 10), tilavuusvirtaus pysyy lähes vakiona koko painealueella. Pientä vuotovirtausta kuitenkin on havaittavissa.

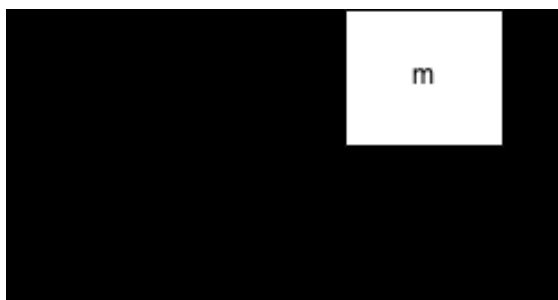


**Kuva 10** Viskositeetin vaikutus pumpun tilavuusvirtaukseen. (a) viskositeetti on 134 cP. (b) viskositeetti on 480 cP (Gamboa et al. 2002)

## 3 VÄRÄHTELY

### 3.1 Yhden vapausasteen värähtely

Värähtely on mekaanista liikettä staattisen tasapainoaseman ympärillä. Yksinkertaisimmillaan värähtelyä voidaan kuvata yhden vapausasteen jousi-massa systeemillä, joka on esitetty kuvassa 11.



**Kuva 11** Yhden vapausasteen jousi-massa systeemi

Värähtelyssä jousen poikkeaminen tasapainoasemasta aiheuttaa jousen venyessä voiman (11). (Haberman 1968).

$$F = -kx \quad (11)$$

missä  $k$  on jousen jousivakio [N/m],  
 $x$  on jousen poikkeama tasapainoasemasta [m].

Kun venytetty jousi päästetään irti, kaikki jousisysteemin energia on jousen potentiaalienergiana. Kun jousi on palannut tasapainoasemaan, on kaikki jousen varastoima potentiaalienergia muuttunut massan liike-energiaksi. Newtonin toisen lain mukaan (12) massa vaikuttava kiihtyvyys on suoraan verrannollinen massa vaikuttavien voimien kanssa. (Haberman 1968 s. 8-10, Blake 2002 s. 2.3).

$$F = m\ddot{x} \quad (12)$$

missä  $m$  on massa [kg],  
 $\ddot{x}$  on massan kiihtyvyys [m/s<sup>2</sup>].

Kun massa-jousi systeemiin ei vaikuta ulkoisia voimia, voidaan systeemin liikeyhtälö (13) lausua toisen kertaluvun differentiaaliyhtälönä. (Haberman 1968 s.10; Blake 2002 s. 2.3).

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (13)$$

ja differentiaaliyhtälön ratkaisuksi (14) saadaan

$$x = C_1 \sin \omega_0 t + C_2 \cos \omega_0 t \quad (14)$$

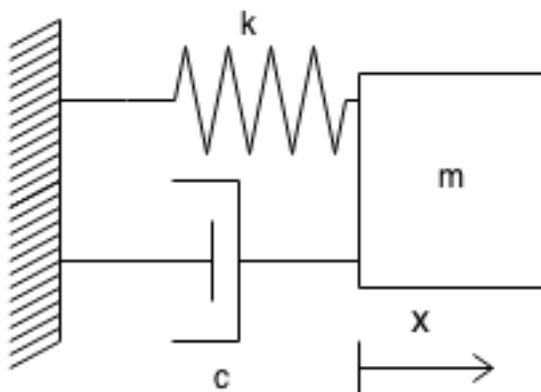
missä  $C_n$  on vakio,  
t on aika

$\omega_0$  on ominaiskulmataajuus  $\left(\sqrt{\frac{k}{m}}\right)$  [Hz].

### 3.2 Vaimennettu värähtely

Yhden vapausasteen massa-jousi systeemi ei kuvaa hyvin todellisia värähtelijöitä, sillä systeemissä liikettä vastustavia voimia ei ole. Kaikkiin todellisiin värähtelijöihin vaikuttaa liikettä vastustavia voimia, kuten kitka tai ilmanvastus. (Haberman 1968 s. 25)

Kuvassa 12 on esitetty vaimennettu yhden vapausasteen värähtelijä.



**Kuva 12** Yhden vapausasteen massa-jousi-vaimennin systeemi

Vaimennetun yhden vapausasteen värähtelijän liikeyhtälö vastaa massa-jousi-vaimennin systeemin liikeyhtälöä (13), mutta siinä on mukana vaimennuksen termi. Vaimennetun värähtelijän liikeyhtälö on esitetty yhtälössä (15) (Blake 2002 s.2.5).

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (15)$$

missä  $c$  on vaimennuskertoimen [Ns/m],  
 $\dot{x}$  nopeus [m/s].

Yhden vapausasteen vaimennetun värähtelijän differentiaaliyhtälön (15) ratkaisun muoto riippuu vaimennuskertoimen suhteesta kriittiseen vaimennuskertoimeen. Kriittinen vaimennuskertoimen saadaan yhtälöstä (16) (Blake 2002 s.2.5).

$$c_{kr} = 2\sqrt{km} = 2m\omega_n. \quad (16)$$

Kun vaimennussuhde  $\zeta = c/c_{kr}$  on  $\zeta < 1$ , on kyseessä alikriittinen vaimennus ja vaimennetun värähtelijän liikeyhtälön (15) ratkaisu on esitetty yhtälössä (17) (Blake 2002 s.2.5)

$$x = e^{\frac{-ct}{2m}}(C_1 \sin \omega_v t + C_2 \cos \omega_v t) \quad (17)$$

missä  $C_n$  on vakiokerroin,  
 $\omega_v$  on vaimennettu ominaiskulmataajuus ( $\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$ ) [Hz].

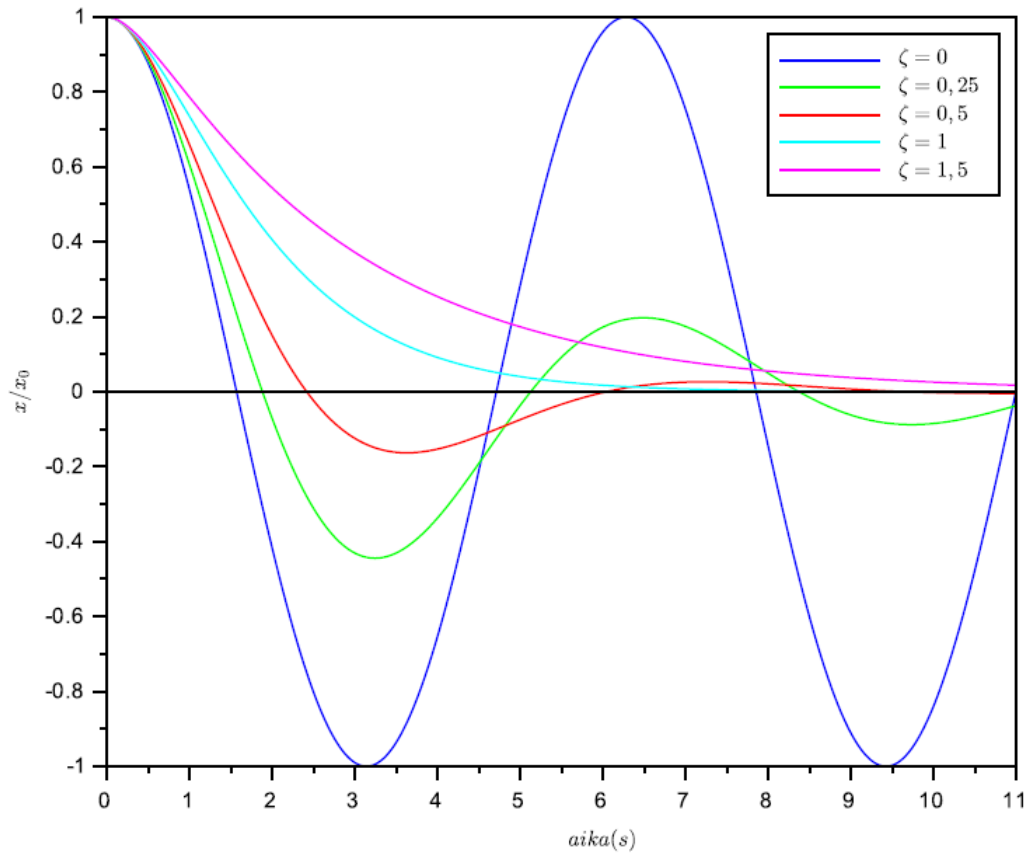
Kun vaimennussuhde  $\zeta = 1$ , on kyseessä kriittinen vaimennus ja vaimennetun värähtelijän liikeyhtälön (15) ratkaisu on esitetty yhtälössä (18) (Blake 2002 s.2.5).

$$x = (C_1 + C_2 t) e^{\frac{-ct}{2m}} \quad (18)$$

Kun vaimennussuhde  $\zeta > 1$ , on kyseessä ylikriittinen vaimennus ja vaimennetun värähtelijän liikeyhtälön (15) ratkaisu on esitetty yhtälössä (19) (Blake 2002 s.2.5).

$$x = e^{-ct/2m} \left( C_1 e^{\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} t} + C_2 e^{-\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} t} \right). \quad (19)$$

Kuvassa 13 on esitetty eri vaimennussuhteiden vaikutusta värähtelyyn, jonka kulmataajuus on 1 Hz.



**Kuva 13** Vaimennuksen vaikutus värähtelyyn

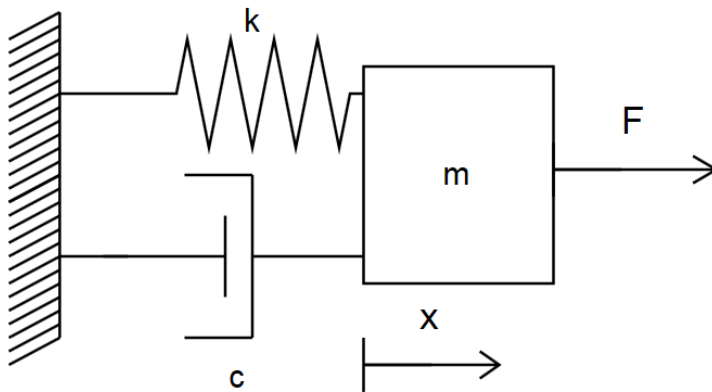
- Ylikriittisesti vaimennettu värähtelijä  $\zeta > 1$  lähestyy asymptoottisesti nollatasoa.
- Kriittisesti vaimennettu värähtelijä  $\zeta = 1$  lähestyy myös asymptoottisesti nollatasoa, mutta voi ylittää sen korkeintaan kerran.
- Alikriittisesti vaimennettu värähtelijä  $\zeta < 1$  värähtelee nollatason molemmin puolin ja värähtelyn amplitudi pienenee eksponentiaalisesti.

### 3.3 Pakotettu värähtely

Pakotetussa värähtelyssä värähtelijään vaikuttaa ulkoinen voima, joka toimii herätteenä aiheuttaen värähtelijään jaksollista värähtelyä. Ulkoisen voiman vaikuttaessa vaimennetun massa-jousi systeemin (kuva 14) massaun, on systeemin liikeyhtälö esitetty yhtälössä (20). (Blake 2002 s.2.9).

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \sin \omega t \quad (20)$$

missä  $F$  on massaun vaikuttava voiman amplitudi [N],  
 $\omega$  on voiman kulmataajuus [Hz].



**Kuva 14** Pakotettu massa-jousi-vaimennin värähtelijä

Liikeyhtälön (20) voidaan kirjoittaa yhtälön (21) muotoon. (Blake 2002 s.2.9).

$$x = C_1 \sin \omega t + C_2 \cos \omega t \quad (21)$$

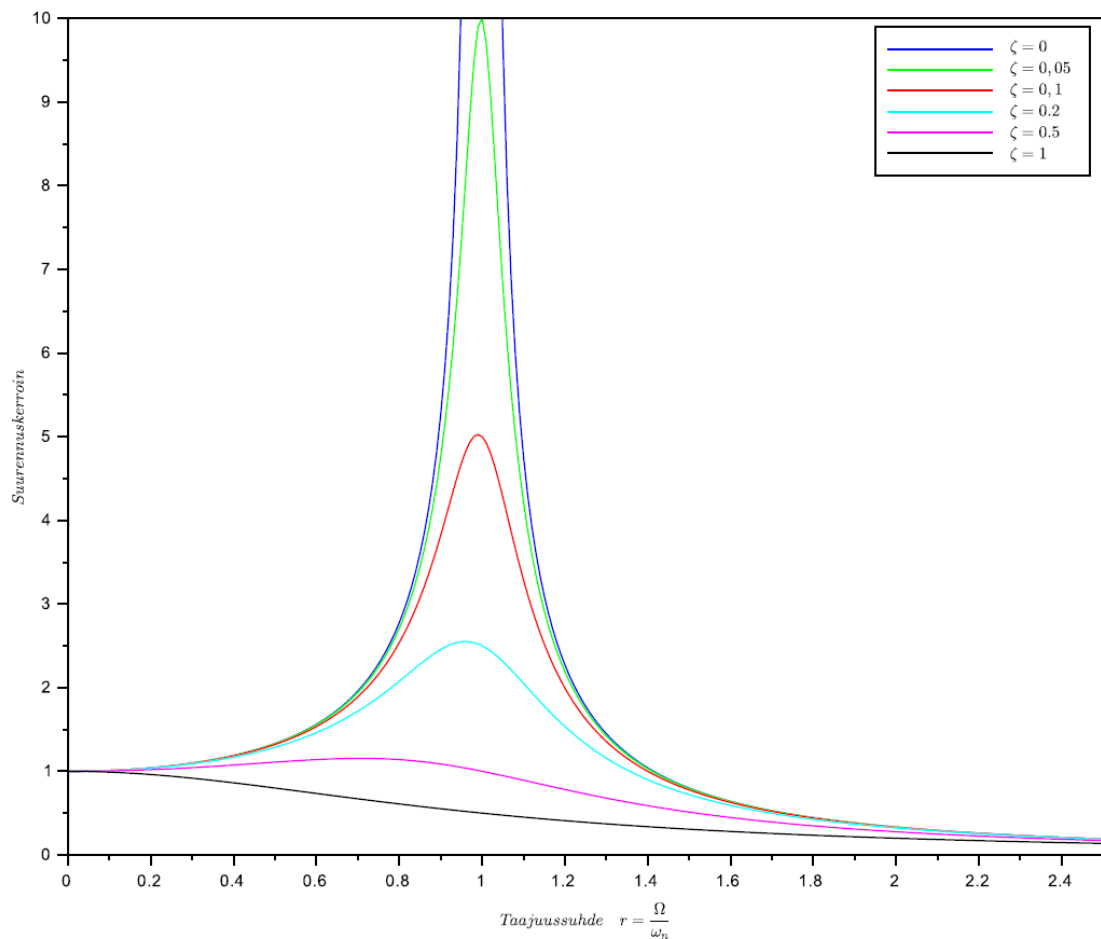
missä  $\omega$  on voiman kulmataajuus [Hz].

Ja ratkaisu yhtälölle (21) on esitetty yhtälössä (22) (Blake 2002 s.2.10).

$$\frac{x}{F_0/k} = \frac{\sin(\omega t - \theta)}{\sqrt{\left(1 - \omega^2/\omega_n^2\right)^2 + \left(2\zeta\omega/\omega_n\right)^2}} = R_d \sin(\omega t - \theta) \quad (22)$$

missä  $R_d$  on suurennuskerroin,  
 $\theta$  on kerroin  $\tan^{-1}\left(\frac{2\zeta\omega/\omega_n}{1-\omega^2/\omega_n^2}\right)$ .

Dimensioton suurennuskerroin  $R_d$  kuvaa värähtelyn amplitudin suhdetta staattisen voiman  $F_0$  aiheuttamaan siirtymään jousessa. Matalilla taajuuksilla suurennuskerroin on noin 1. Lähestyttäessä ensimmäistä resonanssitaajuutta, suurennuskerroin saavuttaa maksimin ja lähestyy resonanssitaajuuden ylitettyään kohti nollaa. Kuvassa 15 on esitetty suurennuskertoimen kuvaaja taajuussuhteen funktiona eri vaimennussuhteen  $\zeta$  arvoilla. (Blake 2002 s.2.5).

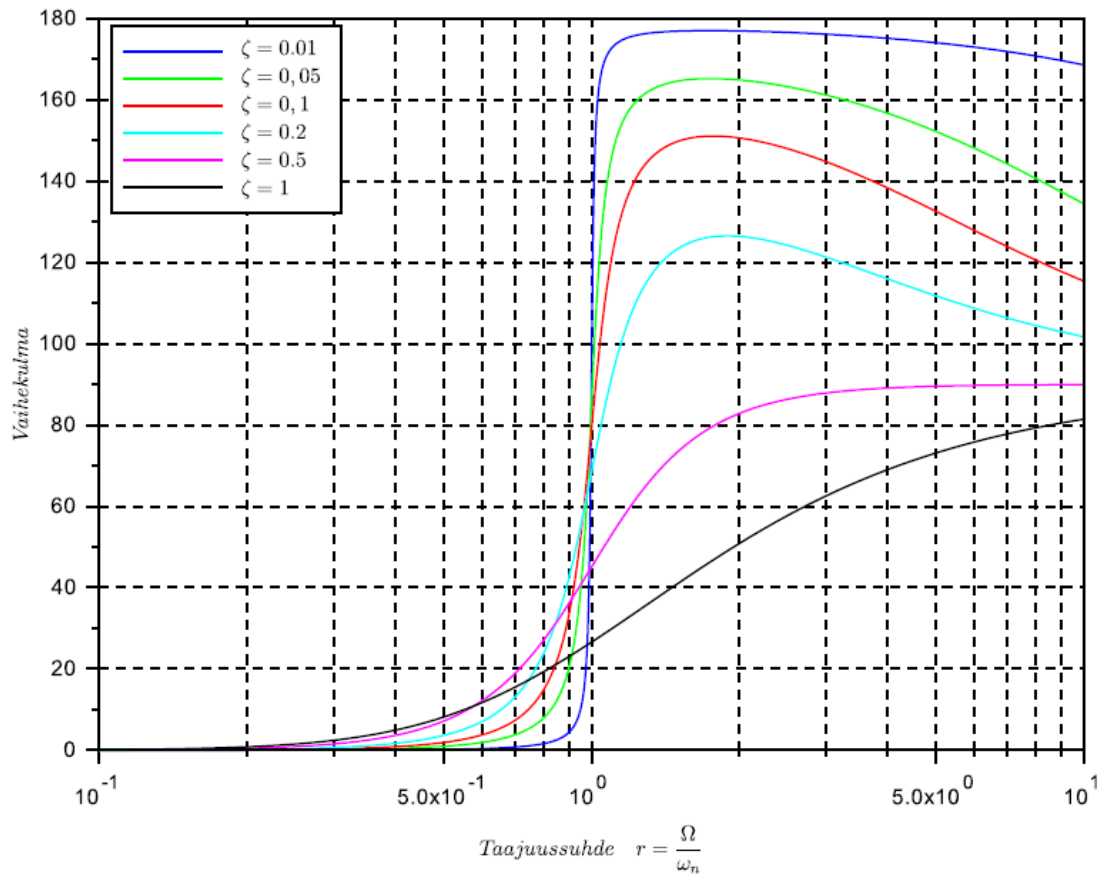


**Kuva 15** Taajuussuhteen vaikutus suurennuskertoimeen

Vaihekulman  $\theta$  kuvaaja on esitetty kuvassa 16. Vaihekulma esittää herätteen ja vasteen välistä vaihe-eroa. Vaimentamattomilla ja vain vähän vaimennetuilla systeemeillä,



resonanssitaajuuden ylitys aiheuttaa yhtäkkisen vaihekulman muutoksen herätteen ja vasteen välille.



Kuva 16 Taajuussuhteen vaikutus vaihekulmaan

### 3.4 Pakkovärähtelyn siirtyminen alustaan

Vaimennetusta pakkovärähtelystä voima siirtyy alustaan jousen ja vaimentimen kautta. Alustaan siirtyvän voima on esitetty yhtälössä (23) (Blake 2002 s.2.12).

$$F_T = c\dot{x} + kx \quad (23)$$

Siirtymällä  $x$  ja nopeudella  $\dot{x}$  on  $90^\circ$  vaihe-ero, joten voiman suuruus saadaan yhtälöstä (24) (Blake 2002 s.2.12).

$$|F_T| = \sqrt{c^2\dot{x}^2 + k^2x^2} \quad (24)$$

Systemiin syötetyn voiman ja alustaan siirtyneen voiman suhdetta voidaan ilmaista yhtälöllä (25). (Blake 2002 s.2.12).

$$\frac{F_T}{F_0} = T \sin(\omega t - \psi) \quad (25)$$

missä  $F_0$  on alustaan siirtyvä voima [N]  
 $T$  on siirtyvyys,  
 $\psi$  on siirtyvyyden vaihekulma [rad].

Siirrettävyyden yhtälölle (25) siirrettävyys saadaan yhtälöstä (26) (Blake 2002 s.2.12)

$$T = \sqrt{\frac{1+(2\zeta\omega/\omega_n)^2}{(1-\omega^2/\omega_n^2)^2+(2\zeta\omega/\omega_n)^2}} \quad (26)$$

Ja siirrettävyyden vaihekulma yhtälöön (25) saadaan yhtälöstä (27) (Blake 2002 s.2.12)

$$\psi = \tan^{-1} \frac{2\zeta(\omega/\omega_n)^3}{1-\omega^2/\omega_n^2+4\zeta^2\omega^2/\omega_n^2} \quad (27)$$

### 3.5 Alustan värähtely

Kun värähtely siirtyy alustasta massa-jousi-vaimennin systeemin (kuva 17), on systeemin liikeyhtälö esitetty yhtälössä (28). (Blake 2002 s.2.16).

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{u}) + k(x - u) = 0 \quad (28)$$

missä  $u$  on alustan siirtymä [m],  
 $\dot{u}$  on alustan siirtymänopeus [m/s].

Alustan siirtymä oletetaan harmoniseksi, jolloin saadaan alustan siirtymälle yhtälö (29). (Blake 2002 s.2.16).

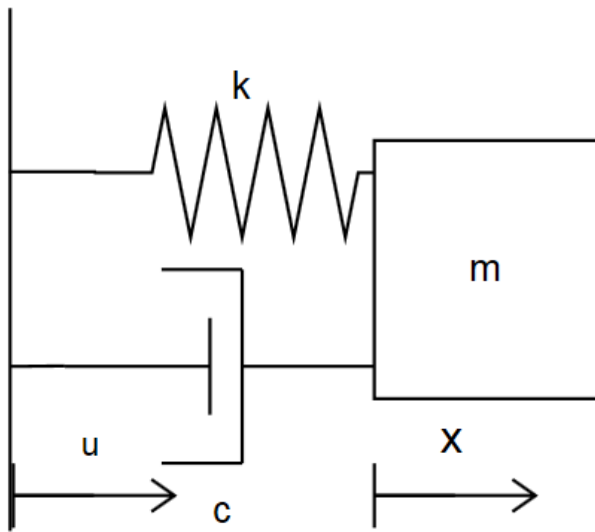
$$u = u_0 \sin t\omega \quad (29)$$

missä  $u_0$  on alustan siirtymän amplitudi.

Värähtelijä saavuttaa vakiotilan, kun värähtely ominaistajuuudella vaimenee. Massan siirtymä voidaan lausua yhtälöllä (30). (Blake 2002 s.2.17).

$$u = T u_0 \sin(t\omega - \psi) \quad (30)$$

missä  $T$  ja  $\psi$  on esitetty yhtälöissä 26 ja 27.



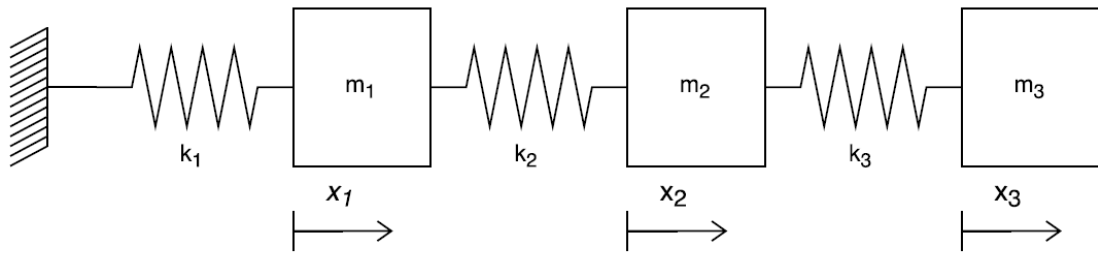
**Kuva 17** Massa-jousi-vaimennin systeemi, kun alusta värähtelee

### 3.6 Usean vapausasteen värähtely

Yhden vapausasteen värähtely ei kuvaa todellisia värähtelijöitä juuri missään tilanteessa. Kuten yhden vapausasteen värähtelykin, usean vapausasteen värähtely on mekaanista liikettä. Yksinkertaisen kolmen vapausasteen massa-jousi-värähtelijän liikeyhtälö vastaa yhden vapausasteen massa-jousi värähtelijän liikeyhtälöä (13), mutta sisältää massa- ja jäykkyystermin sijasta massa- ja jäykkyysmatriisin. Yhtälössä (31) on esitetty usean vapausasteen värähtelijän liikeyhtälö.

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{k}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (31)$$

missä  $\mathbf{m}$  on massamatriisi,  
 $\mathbf{k}$  on jäykkyysmatriisi.



**Kuva 18** Usean vapausasteen värähtelijä

Usean vapausasteen massa-jousi systeemin liikeyhtälö (31) voidaan esittää kuvan 18 tapauksessa matriisiyhtälössä (32).

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \mathbf{0} \quad (32)$$

Usean vapausasteen värähtelyllä on yhtä monta ominaisvärähtelymuotoa ja – taajuutta kuin sillä on vapausasteita. Ominaisaajuudet ja -muodot voidaan määrittää usean vapausasteen värähtelijän systeemistä olettamalla ratkaisun olevan muotoa (33) (Lagace 2001 s.3)

$$x(t) = \bar{A} e^{i\omega t} \quad (33)$$

missä  $\bar{A}$  on vakiokerroinvektori.

Sijoittamalla (33) yhtälöön (31) saadaan yhtälö (34)

$$-\omega^2 \mathbf{m} \bar{A} e^{i\omega t} + \mathbf{k} \bar{A} e^{i\omega t} = \mathbf{0} \quad (34)$$

ja edelleen (34) johtaa ominaisarvotehtävään joka on esitetty yhtälössä (35)

$$[\mathbf{k} - \omega_i^2 \mathbf{m}] \bar{A} = \mathbf{0} \quad (35)$$

Ominaisarvotehtävän ratkaisut ovat  $\bar{A} = 0$  tai determinantti  $|\mathbf{k} - \omega^2 \mathbf{m}| = 0$ . Jokaista ominaisaajuutta  $\omega_i$  kohti on ominaisvektori, joka saadaan sijoittamalla saadut ominaisaajuudet yhtälöön (35) ja ratkaisemalla jokaiselle ominaisaajuudelle vektori  $\bar{A}$ .

Vektoria  $\bar{A}$  ei voi ratkaista yksikäsitteisesti, vaan se on ratkaistava matriisin alkioiden normitetuilla  $A_i/A_n$  arvoilla yhtälössä (36). (Lagace 2001 s. 3)

$$[\mathbf{k} - \omega_r^2 \mathbf{m}] \begin{bmatrix} \vdots \\ A_i/A_n \\ \vdots \\ 1 \end{bmatrix} = 0 \quad (36)$$

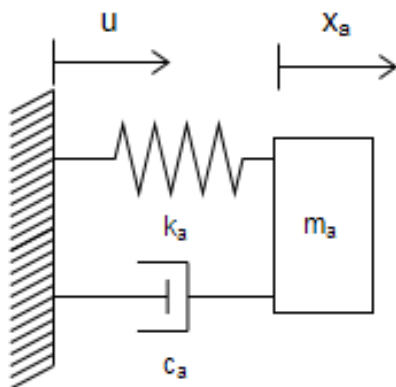
Ratkaisuja vektorille  $\bar{A}$  voidaan kutsua skaalaamattomaksi ominaisvektoriksi  $\phi_i$ . kullekin ominaistajuudelle. Sijoittamalla ominaistajuus ja ominaistajuutta vastaava ominaisvektori yhtälöön (33) saadaan värähtelijän liikeyhtälö (37). (Lagace 2001 s. 5)

$$\mathbf{x}(t) = \boldsymbol{\phi}_i e^{i\omega_r t} = C_1 \boldsymbol{\phi}_i \sin \omega_r t + C_2 \boldsymbol{\phi}_i \cos \omega_r t \quad (37)$$

missä  $C_n$  ovat vakioita, jotka saavat arvot reunaehtojen mukaan.

### 3.7 Viritetty massavaimennin

Viritettyjä massavaimentimia käytetään hallitsemaan primääristen systeemien värinää virittämällä massavaimentimet värähtelemään primäärisysteemin ominaistajuudella. Yhden vapausasteen tapauksessa primäärisysteemillä, johon vaikuttaa voima  $F(t) = F_1 \sin \omega t$  on vaimennettu massavaimennin ( $m_a$ ,  $k_a$ ,  $c_a$ ).



**Kuva 19** Viritetty massavaimennin

Kuvassa 19 esitetyn systeemin liikeyhtälö on esitetty yhtälössä (38) (Reed 2002 s. 6.4).

$$(-k_a x_a - c_a i \omega x_r) e^{i\omega t} = -m_a (u + x_a) \omega^2 e^{i\omega t} \quad (38)$$

missä  $k_a$  on apumassaan kytketty jousivakio [N/m]  
 $x_a$  on apumassan siirtymä perustusten suhteen [m],  
 $c_a$  on apumassaan kytketyn vaimentimen vaimennuskerroin [Ns/m],  
 $m_a$  on apumassa [kg],  
 $i$  on imaginääriluku,  
 $\omega$  on perustuksiin vaikuttavan voiman kulmataajuus [Hz],  
 $u$  on perustuksen siirtymä [m].

Ratkaisemalla  $x_a$  yhtälöstä (38) saadaan yhtälö (39). (Reed 2002 s. 6.4).

$$x_a = \frac{m_a \omega^2 x_0}{-m_a \omega^2 + i c_a \omega + k_a}. \quad (39)$$

Perustuksiin vaikuttava voima voidaan esittää yhtälöllä (40) (Reed 2002 s. 6.4).

$$F e^{i\omega t} = (k_a + i c_a \omega) x_a e^{i\omega t} \quad (40)$$

ja sijoittamalla yhtälö (39) yhtälöön (40) saadaan voimalle yhtälö (41) (Reed 2002 s. 6.4).

$$F = e_{eq} \omega^2 e \quad (41)$$

missä  $e_{eq}$  on ekvivalenttinen massa  $\frac{(k_a + i c_a \omega) m_a}{-m_a \omega^2 + i c_a \omega + k_a}$ .

Ekvivalenttinen massa voidaan esittää dimensiottomissa yksiköissä yhtälössä (42) (Reed 2002 s. 6.4–6.5)

$$e_{eq} = \frac{1 + 2\zeta \beta_a i}{(1 - \beta_a^2) + 2\zeta \beta_a i} m_a \quad (42)$$

missä  $\beta_a$  on taajuussuhde  $\frac{\omega}{\omega_a}$ ,

$\omega_a$  on massavaimentimen ominaistaajuus  $\sqrt{\frac{k_a}{m_a}}$ ,

$\zeta$  on vaimennusparametri  $\frac{c_a}{c_{aa}}$ ,

$c_{aa}$  on massavaimentimen kriittinen vaimennus  $2\sqrt{k_a m_a}$ .

Jos vaimennusparametri  $\zeta = 0$ , ekvivalenttinen massa saa yhtälön (43) muodon. (Reed 2002 s. 6.5)

$$e_{eq} = \frac{1}{1-\beta_a^2} m_a \quad (43)$$

Jos taajuussuhde saa arvon  $\beta_a = 1$ , ekvivalenttinen massa kasvaa äärettömäksi ja äärellinen voima ei aiheuta siirtymää vaimentimen kiinnityspisteeseen. Tätä käytetään hyväksi pienentämään värähtelyn amplitudia yhden vapausasteen värähtelijöillä. (Reed 2002 s. 6.5).

Yhden vapausasteen vaimentamattoman pakkovärähtelijän amplitudi on esitetty yhtälössä (44). (Reed 2002 s. 6.5).

$$x_0 = \frac{F/k}{1-m\omega^2/k} \quad (44)$$

ja massavaimennin lisää yhtälön (44) amplitudiin ekvivalenttisen massan, joka on esitetty yhtälössä (42). (Reed 2002 s. 6.4-6.5).

$$x_0 = \frac{F/k}{1-\frac{\omega^2}{k} \left[ m + \frac{(1+2\zeta\beta_a i)}{(1-\beta_a^2)+2\zeta\beta_a i} m_a \right]} \quad (45)$$

Merkitsemällä yhtälöön (45) massojen suhde  $\mu = m_a/m$  ja vaikuttavan voiman taajuuden suhde primäärisysteemin ominaistaajuuteen  $\beta = \sqrt{m\omega^2/k}$  saadaan taajuusvastefunktio (46). (Reed 2002 s. 6.5)

$$\frac{x_0}{F/k} = \frac{(1-\beta_a^2)+2\zeta\beta_a i}{(1-\beta_a^2)+2\zeta\beta_a i - \beta^2 [(1-\beta_a^2)+2\zeta\beta_a i + \mu(1-2\zeta\beta_a i)]} \quad (46)$$

Taajuusvastefunktio (46) ilman vaihekulmatietoa voidaan esittää yhtälöllä (47) (Reed 2002 s. 6.5).

$$\frac{x_0}{F/k} = \left\{ \frac{(1-\beta_a^2)^2 + (2\zeta\beta_a)^2}{[(1-\beta_a^2)(1-\beta^2) - \beta^2\mu]^2 + (2\zeta\beta_a)^2 [1-\beta^2 - \beta^2\mu]^2} \right\}^{1/2} \quad (47)$$

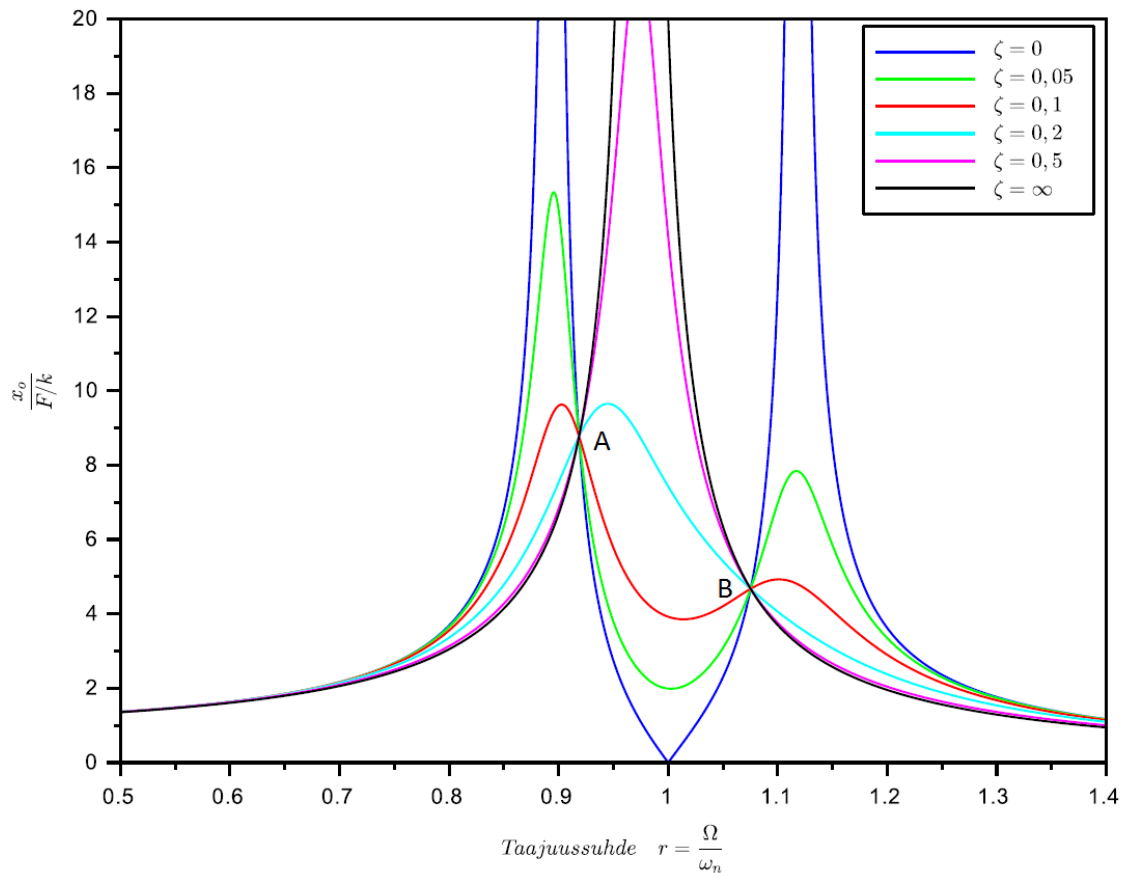
Kun vaimennusparametri  $\zeta = 0$  ja taajuussuhde  $\beta_a = 1$ , saa taajuusvastefunktio (47) arvon 0 eli primäärisysteemin värähtely on poistunut kokonaan ja kaikki värähtely tapahtuu pelkästään viritetyssä massavaimentimessa. Kun massavaimentimen ominaistaajuus on säädetty hyvin lähelle primäärisysteemin ominaistaajuutta, primäärisysteemin vaste ei kasva suureksi edes resonanssitapauksessa. Massavaimentimen vaste voi kasvaa kuitenkin niin suureksi, ettei massavaimentimen rakenne kestä sitä ja rikkoontuu. Viritettyjä massavaimentimia voidaan käyttää monissa sovelluksissa. Parhaaseen vaimennustulokseen päästään silloin, kun massavaimennin on sijoitettu herätevoimien kanssa samaan pisteeseen. (Reed 2002 s. 6.7)

Vaimentamattomat massavaimentimet toimivat parhaiten silloin, kun herätetaajuus pysyy vakiona. Jos herätteen taajuus vaihtelee, tulee vaimentamattomasta massavaimentimesta systeemiin vaikuttava positiivinen tai negatiivinen lisämassa. Herätetaajuuden ollessa massavaimentimen ominaistaajuuden alapuolella ekvivalenttinen massa yhtälössä (43) saa positiivisen arvon ja systeemin ominaistaajuudet massavaimentimen ominaistaajuuden alapuolella pienenevät. Kun herätetaajuus on suurempi kuin massavaimentimen ominaistaajuus, ekvivalenttinen massa (yhtälö 43) saa negatiivisen arvon ja siten kasvattaa systeemin ominaistaajuuksia. (Reed 2002 s. 6.8)

Yhtälössä (47<sub>sss</sub>) esitetty herätetaajuuden ja massavaimentimen ominaistaajuuden suhde  $\beta_a$  ei ole massavaimenninta säädettyä paras mahdollinen. Siksi yhtälössä (47) merkitään  $a = \frac{\omega_a}{\omega_0} = \frac{\beta}{\beta_a}$  ja saadaan yhtälö (48). (Reed 2002 s. 6.10).

$$\frac{x_0}{F/k} = \left\{ \frac{(\alpha^2 - \beta^2)^2 + (2\zeta\alpha\beta)^2}{[(\alpha^2 - \beta^2)(1 - \beta^2) - \alpha^2\beta^2\mu]^2 + (2\zeta\alpha\beta)^2(1 - \beta^2 - \beta^2)^2} \right\}^{1/2} \quad (48)$$





**Kuva 20** Taajuussuhteen vaikutus taajuusvastefunktioon

Kuvassa 20 on esitetty yhtälö (48) silloin, kun  $a = 1$  ja  $\mu = 0,05$  eri vaimennussuhteilla. Kuvasta voidaan nähdä, että kuvaajalla on kaksi kiintopistettä A ja B, joiden läpi taajuusvastefunktio kulkee vaimennustermistä riippumatta. Nämä kiintopisteet ovat vaimennussuhteesta riippumattomia jos yhtälön (48) osoittajassa ja nimittäjässä vaimennussuhteen sisältävien termien kertoimen suhde termeihin, joissa ei ole vaimennussuhdetermiä on vakio. Edellä mainittu suhde on esitetty yhtälössä (49). (Reed 2002 s. 6.10).

$$\frac{(2\alpha\beta)^2}{(\alpha^2 - \beta^2)^2} = \frac{(2\alpha\beta)(1 - \beta^2 - \beta^2)^2}{[(\alpha^2 - \beta^2)(1 - \beta^2) - \alpha^2\beta^2\mu]^2} \quad (49)$$

Yhtälön (49) ei-triviaali ratkaisu on esitetty yhtälössä (50). (Reed 2002 s. 6.11).

$$\beta^4 \left(1 + \frac{\mu}{2}\right) - \beta^2(1 + \alpha^2 + \alpha^2\mu) + \alpha^2 = 0 \quad (50)$$

Yhtälö (50) ratkaisu saa kaksi  $\beta$ :n arvoa  $\beta_c$ , jotka osoittavat kiintopisteiden paikan. Kiintopisteiden amplitudi saadaan sijoittamalla saadut  $\beta_c$  arvot yhtälöön (48). Koska vaimennuskertoimella ei kiintopisteiden sijaintiin ole merkitystä, voidaan vaimennuskerroin  $\zeta = \infty$  ja yhtälöstä (48) saadaan yhtälö (51). (Reed 2002 s. 6.11)

$$\frac{x_0}{F/k} = \left[ \frac{1}{(1-\beta_c^2-\beta_c^2)^2} \right]^{1/2} \quad (51)$$

Paras mahdollinen vaimennus, kun herätetaajuus vaihtelee, saadaan aikaan molempien kiintopisteiden amplitudien ollessa yhtä suuret. Koska kiintopisteiden paikat ovat riippuvaisia yhtälön (50) juurista, on kiintopisteiden amplitudi riippuvainen yhtälön (47) taajuussuhteen  $\alpha$  arvoista. Yhtälön (50) juuret  $\beta_1^2$  ja  $\beta_2^2$  antavat yhtälöön (51) amplitudiksi yhtä suuren arvon silloin kun yhtälö (52) on tosi. (Reed 2002 s. 6.12).

$$\beta_1^2 + \beta_2^2 = \frac{2}{1+\mu} \quad (52)$$

Yhtälön (25) juurten summaksi saadaan yhtälöstä (53) (Reed 2002 s. 6.12)

$$\beta_1^2 + \beta_2^2 = \frac{1+\alpha^2+\alpha^2\mu}{1+\mu/2} \quad (53)$$

Merkitsemällä yhtälöt (52) ja (53) yhtä suuriksi ja ratkaisemalla  $\alpha$  saadaan sellainen  $\alpha$ :n arvo, joka antaa kiintopisteille yhtä suuren amplitudin. Optimaalinen  $\alpha$ :n arvo saadaan yhtälöstä (54) (Reed 2002 s. 6.12).

$$\alpha_{opt} = \frac{1}{1+\mu} \quad (54)$$

Sellainen vaimennussuhde voidaan määrittää, jonka amplitudi kiintopisteiden välillä ei kasva kiintopisteiden amplitudia suuremmaksi. Sijoittamalla yhtälöstä (54) saatu  $\alpha_{opt}$  yhtälöön (50) ja ratkaisemalla  $\beta$  saadaan kiintopisteiden sijainnit. Kiintopisteiden taajuussuhteet saadaan yhtälöstä (55). (Reed 2002 s. 6.13).

$$\beta_k^2 = \pm \frac{1}{1+\mu} \sqrt{\left(1 \pm \frac{\mu}{2+\mu}\right)} \quad (55)$$

Kiintopisteiden välissä on piste  $\beta_l^2$ , jota Lewis (1955) kutsuu lukituksi taajuudeksi (locked frequency). Yhtälössä (56) on esitetty lukittu piste.

$$\beta_l^2 = \frac{1}{1+\mu} \quad (56)$$

$\beta_1$  on koko systeemin ominaistaajuus, kun vaimennuskerroin on ääretön. Amplitudit kiintopisteissä voidaan määrittää sijoittamalla yhtälöstä (55) saadut  $\beta^2$  arvot yhtälöön (51). Kiintopisteiden amplitudi on esitetty yhtälössä (57). (Reed 2002 s. 6.13).

$$\frac{x_0}{F/k} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (57)$$

Optimaalinen vaimennuskerroin voidaan määrittää ratkaisemalla yhtälöstä (48)  $\zeta$ :n arvo, millä taajuusvaste yhtälö (48) saa kiintopisteiden kanssa yhtä suuren amplitudin systeemin ominaistaajuudella  $\beta_l^2 = \frac{1}{1+\mu}$ . Likimääräiseksi optimaaliseksi vaimennuskertoimeksi saadaan yhtälön (58) mukainen. (Reed 2002 s. 6.13)

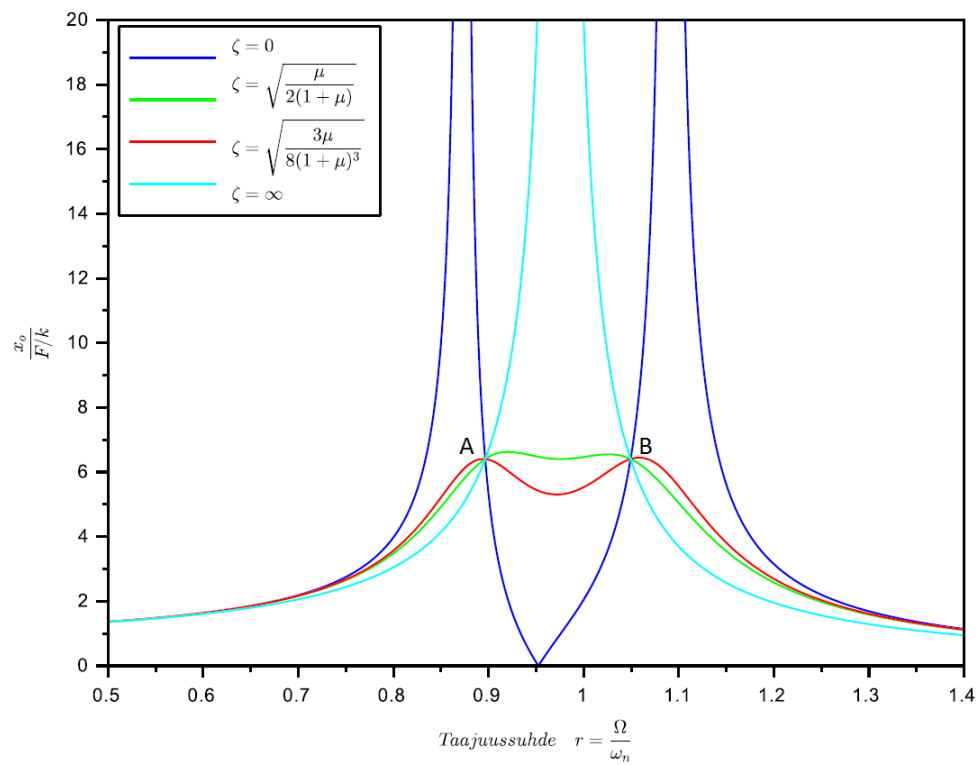
$$\zeta_{opt,l} = \sqrt{\frac{\mu}{2(1+\mu)}} \quad (58)$$

Brock (1946) määrittää optimaalisen vaimennuskertoimen kahdella  $\zeta$ :n arvolla, joista ensimmäinen saa maksimin ensimmäisessä kiintopisteessä A ja toinen saa maksimin kiintopisteessä B. Kiintopisteet A ja B on esitetty kuvassa 21. Näiden kahden vaimennuskertoimen keskiarvo määrittää optimivaimennuskertoimen. Brockin (1946) menetelmällä optimaaliseksi vaimennuskertoimeksi saadaan yhtälön (59) mukainen.

$$\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (59)$$

Kuvassa 21 on esitetty taajuusvastefunktio 48 silloin, kun taajuussuhde on  $\alpha_{opt}$  ja  $\mu = 0,05$ .

Vaimennuskertoimina kuvassa 21 on käytetty  $\zeta = 0$ ,  $\zeta_{opt,l} = \sqrt{\frac{\mu}{2(1+\mu)}}$ ,  $\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}}$  ja  $\zeta = \infty$ .



**Kuva 21** Optimaaliset vaimennuskertoimet

Viritettyjä massavaimentimia käytetään laajasti esimerkiksi siltojen, korkeiden savupiippujen ja suurella jännevälillä rakennettujen lattioiden värähtelyn vaimentamiseen. Viritetyt massavaimentimet soveltuvat erittäin hyvin edellä mainittujen rakenteiden värähtelyn vaimentamiseen, koska vaimentaminen perinteisellä vaimentimilla vaatisi jäykän tuen vaimentimen ja vaimennettavan rakenteen välille. (Meinhardt et al. 2008; Barutzki 2013).

## 4 ELEMENTTIMENETELMÄ

FEM (finite element method) eli elementtimenetelmä on numeerinen menetelmä reuna-arvot tehtävien likimääräiseen ratkaisuun. Elementtimenetelmässä laskettava kohde jaetaan äärellisiin elementteihin, jotka kytketään toisiinsa solmupisteillä. Elementtien ja solmupisteiden muodostama elementtiverkon tiheys määrää mallin laskentatarkkuuden. Tuntematon kenttäsuure, esimerkiksi siirtymä, approksimoidaan elementtien alueilla määritetyillä muotofunktioilla. Elementin perusyhtälö on muotoa (60). (Cook et al. 2001 s 1-21).

$$\mathbf{K} \bar{\mathbf{u}} = \bar{\mathbf{R}} \quad (60)$$

missä  $\mathbf{K}$  on systeemin ominaisuuksista saatava vakiokerroinmatriisi,  
 $\bar{\mathbf{u}}$  vektori, joka sisältää kenttäfunktion solmuarvot,  
 $\bar{\mathbf{R}}$  on vektori, joka sisältää luonnolliset reunaehdot eli kuormituksen.

Esimerkiksi palkin taivutuksessa matriisi  $\mathbf{K}$  vastaa systeemin jäykkyyttä. Jäykkymatriisi  $\mathbf{K}$  riippuu elementtiverkon geometriasta ja materiaaliominaisuuksista. Vektori  $\mathbf{u}$  kuvaa solmupisteiden siirtymäkenttää eli  $\mathbf{u}$  sisältää sekä tunnetut, että tuntemattomat solmupistesieritymät. Vektori  $\mathbf{R}$  kuvaa systeemiin vaikuttavaa kuormitusta. Yhtälöryhmällä on tuntemattomia yhtä monta kuin yhtälöitä, kun jäykän kappaleen liike on estetty. Ratkaisemalla yhtälöstä vektori  $\bar{\mathbf{u}}$  saadaan yksittäisten solmupisteiden siirtymät. (Cook et al. 2001 s 20–21).

Elementtimenetelmiä voidaan käyttää myös jännitystilojen, nurjahduksen, värähtelyn, lämmönsiirtymisen, fluidin virtauksen ja sähkö- ja magneettikenttien laskemiseen. Kaikissa edellä mainituissa käyttötarkoituksissa elementin perusyhtälö (60) on laskennan peruste. Taulukossa 1 on esitetty elementin perusyhtälön (60) muodostuminen eri laskentakohteilla. (de Weck & Kim 2004).

**Taulukko 1** Elementtimenetelmien käyttökohteita (de Weck & Youg Kim 2004)

	Ominaisuus [ <b>K</b> ]	Käyttäytyminen [ $\bar{u}$ ]	Kuorma [ $\bar{R}$ ]
Elastinen	Jäykkyys	siirtymä	Voima
Terminen	Lämmönjohtavuus	lämpötila	Lämmön lähde
Fluidi	Viskositeetti	nopeus	Tilavuusvoima
Sähköstaattinen	Dielektrinen permittiivisyys	Sähköinen potentiaali	Varaus

Elementtimenetelmillä ratkaistaessa ominaisarvotehtäviä eli värähtelyn ominaisuuksia ja –muotoja, vastaa laskenta usean vapausasteen värähtelyn laskentaa (kappale 3.6) Systemi jaetaan osiin, joilla on massa ja jäykkyys. Systemin ominaisuuksista luodaan matriisit ja ratkaistaan ominaisarvotehtävä.

Kuten usean vapausasteen värähtelyn tapauksessa, huomioon voidaan ottaa myös vaimennus. Vaimennus kuluttaa värähtelyn energiaa ja vaikuttaa värähtelyamplitudien vaimenemiseen vapaassa värähtelyssä. Vaimennus myös rajoittaa amplitudin suuruutta pakotetussa värähtelyssä. Vaimennusta voidaan kuvata monenlaisella matemaattisella mallilla. (Cook et al. 2001 s. 388–389).

- Viskoosinen vaimennus (vaimennusvoima verrannollinen nopeuteen)
- Hystereesi vaimennus (vaimennusvoima verrannollinen siirtymään)
- Coulombin vaimennus (vaimennusvoima vakio)

Jos dynaaminen laskenta perustuu ominaisarvotehtävään, voidaan jokaiselle ominaisvärähtelytaajuudelle määrittää oma vaimennuskerroin. (Cook et al. 2001 s. 390).

## 5 PUTKIVIRTAUS

Jo 1800-luvulla huomattiin, että virtaus voi kehittyä kahteen eri muotoon, laminaariseksi tai turbulenteiksi virtaukseksi. Virtauksen luonne riippuu virtaavasta fluidista, virtauksen nopeudesta ja virtauskanavan dimensioista. (Massey 2006 s33).

Virtauksen luonne voidaan laskea Reynoldsin luvun  $Re$  avulla yhtälöstä (61). Reynoldsin luku esiteltiin jo 1800-luvun puolivälissä. Reynoldsin luku on dimensioton ja perustuu empiirisiin tutkimuksiin. (Massey 2006 s.33, White 2002 s. 24)

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (61)$$

missä  $\rho$  fluidin tiheys [ $\text{kg/m}^3$ ],  
 $V$  on fluidin virtausnopeus [ $\text{m/s}$ ],  
 $d$  on putken halkaisija [ $\text{m}$ ],  
 $\mu$  on fluidin dynaaminen viskositeetti [ $\text{Pa s}$ ].

Laminaarisessa eli pyörteettömässä virtauksessa pyöreässä putkessa Reynoldsin vakio  $Re < 2300$ . Fluidi virtaa niin sanottujen virtaviivojen mukaisesti. Laminaarisessa virtauksessa voi kuitenkin olla paikallista virtauksen sekoittumista, joka vaimenee nopeasti. Turbulenttisessa virtauksessa  $Re > 4000$  on voimakkaasti pyörteilevää virtausta. Fluidipartikkelit liikkuvat epämääräisesti, kuitenkin pitäen keskimääräisen virtausnopeutensa virtaussuunnassa. Reynoldsin vakion ollessa  $2300 < Re < 4000$ , virtaus on muutostilassa, jossa virtauksen luonne vaihtelee satunnaisesti laminaarisen ja turbulentein virtauksen välillä. (Çengel & Cimbala 2006 s. 324–325).

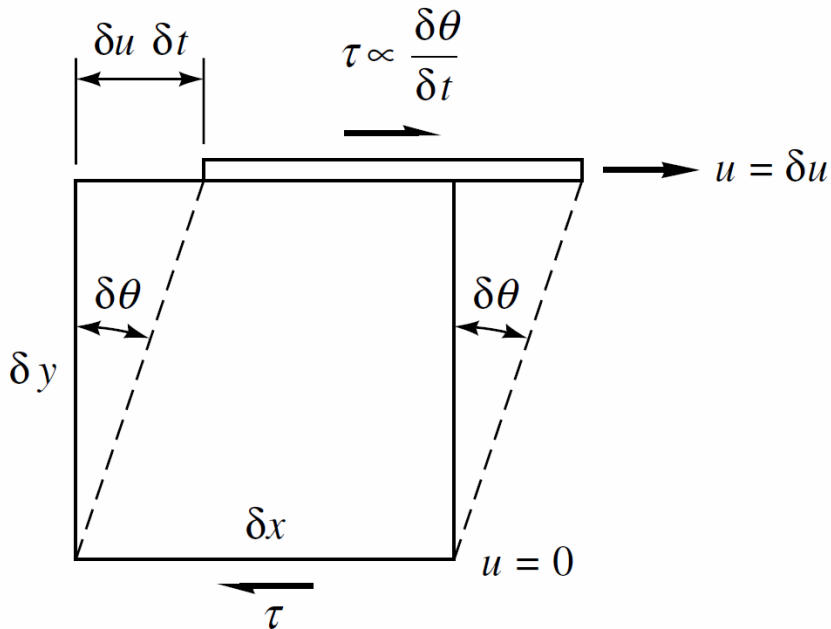
### 5.1 Viskositeetti

Viskositeetti on fluidin ominaisuus, joka kuvaa fluidin kykyä kantaa leikkausvoimaa. Viskositeetillä tarkoitetaan fluidin sisäistä kitkaa, joka vastustaa fluidin hiukkasten välistä liikettä toisiinsa nähden. Dynaaminen viskositeetti määritellään yhtälöllä (62) (White 2002 s.26)

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (62)$$

missä  $\tau$  on leikkausjännitys [Pa],  
 $\mu$  on dynaaminen viskositeetti [Pa s],  
 $du$  on nopeuden muutos [m/s],  
 $dy$  on etäisyyden muutos [m].

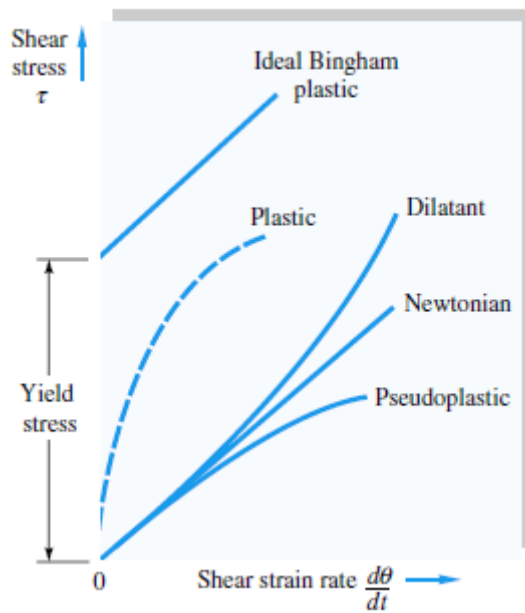
Kuvassa 22 on esitetty graafisesti fluidiin vaikuttava leikkausvoima fluidikerrosten välissä.



**Kuva 22** Leikkausjännitys fluidikerrosten välissä (White 2002)

Viskositeetti ei aina ole lineaarinen eli newtonilainen, vaan viskositeetti voi muuttua fluidin kuormituksen funktiona. Kuvassa 23 on esitetty neljä ei-newtonilaista viskositeettitapausta.

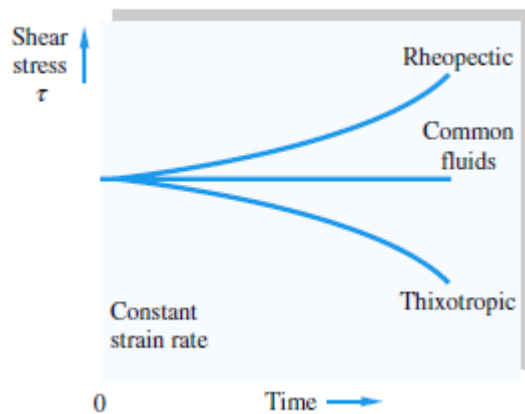




**Kuva 23** Viskositeetin erilaiset esiintymismuodot leikkausvoiman suhteen (White 2002 s.28)

Dilatanttisen fluidin viskositeetti kasvaa, kun fluidiin vaikuttava leikkausvoima kasvaa. Pseudoplastisten fluidien viskositeetti pienenee, kun fluidiin vaikuttava leikkausvoima kasvaa. Jos viskositeetin pieneminen leikkausvoiman kasvaessa on erittäin voimakas, voidaan fluidia kutsua plastiseksi. Bingham-plastisessa fluidissa ei tapahdu virtausta ennen kuin leikkausjännitys kasvaa tarpeeksi korkeaksi. (White 2002 s.28, Sokka 2009 s. 47–48).

Fluidien viskositeetti voi myös muuttua leikkausjännityksen muutoksen lisäksi ajan funktiona. Kuvassa 24 on esitetty viskositeetin muutos ajan funktiona.



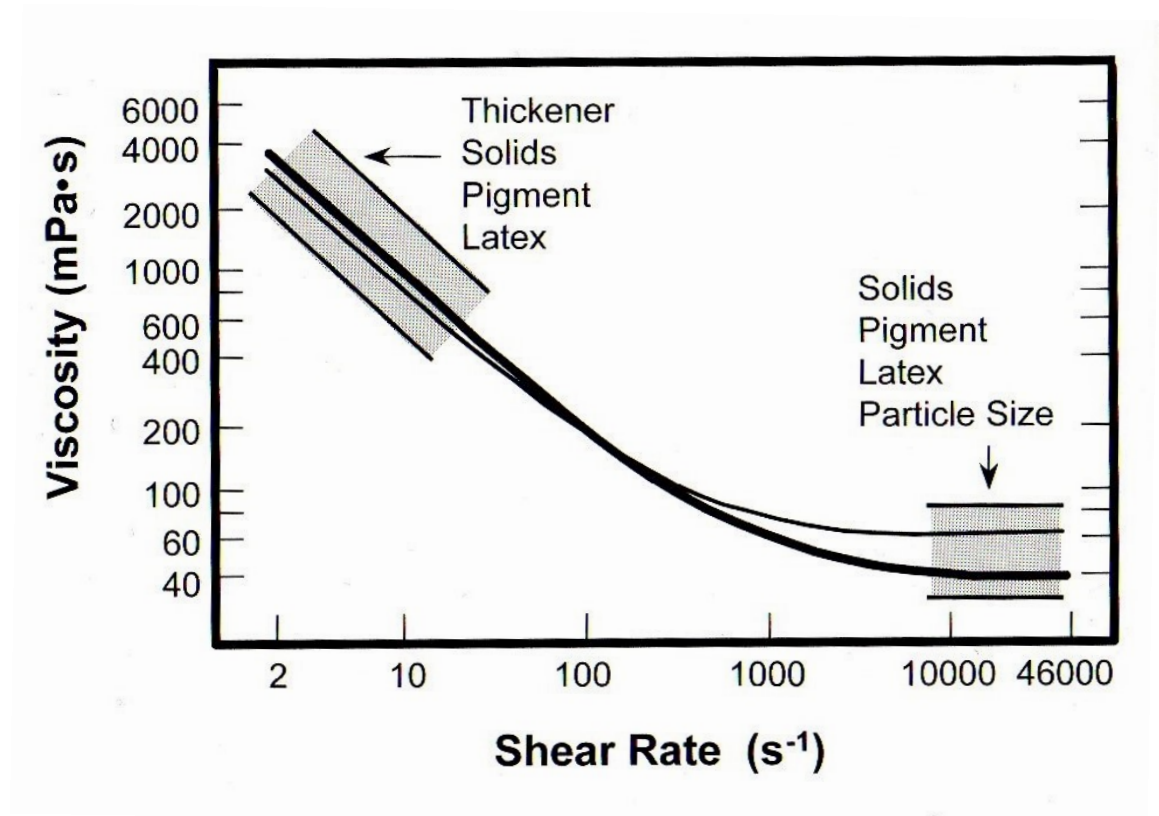
**Kuva 24 Viskositeetin käyttäytyminen ajan suhteen (White 2002 s.28)**

Tixotropisen fluidin viskositeetti pienenee ajan funktiona vakioleikkausnopeuden vaikuttaessa fluidiin. Reopektisen fluidin viskositeetti kasvaa ajan funktiona vakioleikkausnopeuden vaikuttaessa fluidiin. (White 2002 s. 28, Sokka 2009 s. 47–48).

Päällystyspastan viskositeettiin vaikuttavat pastan valmistuksessa käytetyt raaka-aineet, kiintoaineiden rakenne, lämpötila ja pastan kuormitus. Päällystyspastalle tyypillinen viskositeetti on esitetty kuvassa 25. (Roper 2000 s. 661). PPK6:n päällystyspatojen keskimääräiset viskositeetit kiiltävällä ja matalla pintapastalla sekä esipastalla on esitetty taulukossa 2. Viskositeetit ovat Brookfield-viskositeetteja ja mitattu spindle 5:lla kahdella eri pyörimisnopeudella. Brookfield-viskositeettien leikkausnopeusalue on varjostettu kuvassa 25 harmaalla (pienempi leikkausnopeusalue) (Roper 2000 s. 661)

**Taulukko 2** Pastan keskimääräinen viskositeetti kiiltävällä pintapastalla, matta pintapastalla ja esipastalla

	Kiiltävä pintapasta[mPa s]	Matta pintapasta[m Pa s]	Esipasta[mPa s]
50 rpm	3339	2398	1925
100 rpm	1889	1370	1188

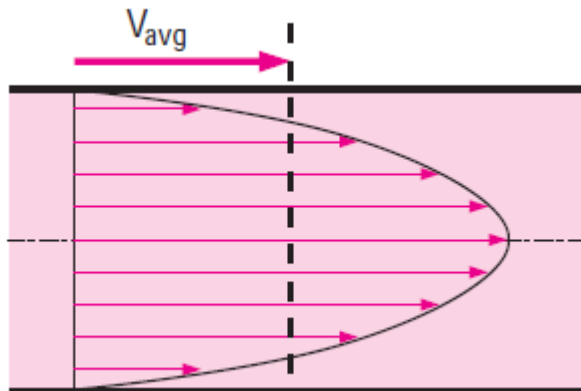


Kuva 25 Päälystyspastan tyypillinen viskositeetti (Roper 2000 s. 661)

## 5.2 Virtausprofiili

### 5.2.1 Laminaarinen virtaus

Kun virtausta rajaa kiinteä pinta, molekyylivuorovaikutukset fluidin ja kiinteän pinnan välillä pyrkivät liikemäärän ja energian tasapainoon kontaktipinnassa. Kiinteään pintaan koskevalla fluidilla on niin sanottu ”no-slip” ehto, jossa fluidin nopeus on nolla ja lämpötila sama kuin pinnalla. Kuvassa 26 on esitetty laminaarisen virtauksen nopeusprofiili. Täysin kehittyneen laminaarisen virtauksen keskimääräinen virtausnopeus on puolet virtauksen maksiminopeudesta. (White 2002 s. 143–144; Çengel & Cimbala 2006 s. 322).



**Kuva 26** Putkivirtauksen nopeusprofiili laminaarisessa virtauksessa (Çengel & Cimbala 2006)

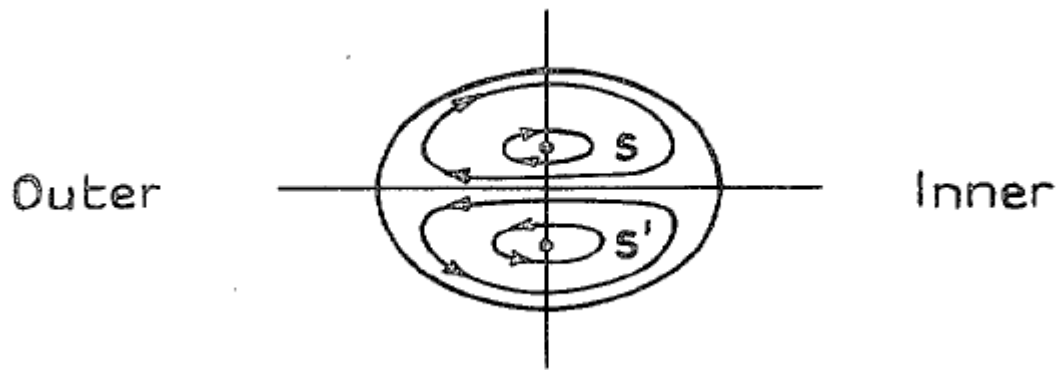
Virtausnopeus pyöreässä putkessa voidaan esittää yksinkertaistetusti yhtälöllä (63). (White 2002 s. 144).

$$u = U_0 \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{m_p} \quad (63)$$

missä  $U_0$  on fluidin maksimivirtausnopeus [m/s],  
 $r$  on etäisyys putken keskilinjalta [m],  
 $R$  on putken sisäsäde [m],  
 $m_p$  on putkivirtauksen luonteesta johtuva vakiokerroin.

Yhtälön (63) kerroin  $m$  saa arvon  $m \approx 1/2$ , kun kyseessä on korkeaviskoosinen laminaarinen virtaus. Turbulenttiselle virtaukselle vakiokerroin  $m \approx 1/7$ . (White 2002 s. 144).

Putkikäyrissä laminaarinen virtaus ei johda laminaariselle virtaukselle tyypilliseen virtausprofiiliin, kuten kuvassa 26. Putkikäyrässä keskipakovoima aiheuttaa paineen kasvamisen putkikäyrän ulkokehällä ja toisaalta paineen alenemisen putkikäyrän sisäkehällä. Paineen muutoksista johtuen, putkikäyriin syntyy toissijainen virtaus, joka tapahtuu putken poikkileikkauksen suunnassa. Kuvassa 27 on esitetty putkikäyrän poikkileikkauksen toissijainen virtaus. (Cuming 1955).

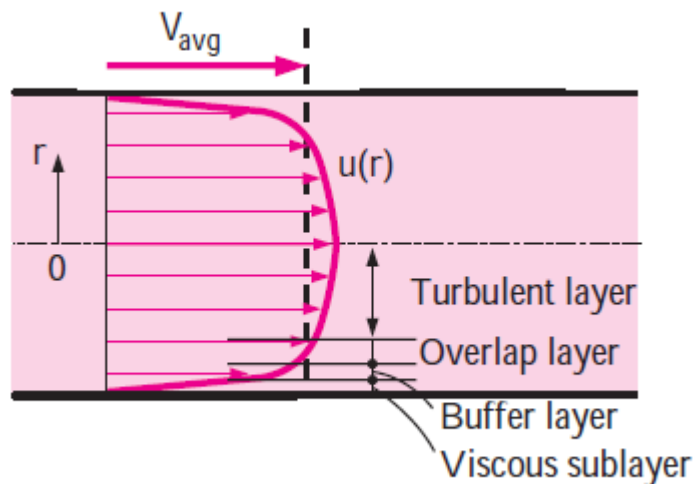


**Kuva 27** Putkikäyrissä esiintyvä sekundäärivirtaus (Cumming 1955)

### 5.2.2 Turbulenttinen virtaus

Turbulenttinen virtaus on monimutkainen mekanismi, joka koostuu pyörteilevistä virtauksista. Turbulenttinen virtauksen teoria on vielä lapsenkengissä ja turbulenttisen virtauksen kuvaaminen perustuu pitkälti empiiristen havaintojen pohjalle. (Çengel & Cimbala 2006 s. 338).

Turbulenttisen virtauksen nopeusprofiili on laminaarista parabolista nopeusprofiilia tasaisempi, kuitenkin sisältäen jyrkän nopeuden tippumisen lähellä seinämiä. Seinämän läheisyydessä turbulenttinen virtaus voidaan jakaa neljään osaan seinämän etäisyyden funktiona. Kuvassa 28 on esitetty turbulenttisen virtauksen nopeusprofiili sekä virtauksen eri osat. (Çengel & Cimbala 2006 s. 338).



**Kuva 28** Nopeusprofiili putkivirtauksessa turbulentsisessa virtauksessa (Çengel & Cimbala 2006)

Viskoosi rajakerrosvirtaus on aivan seinämän tuntumassa. Viskoosi rajakerrosvirtaus on laminaarista eli nopeusprofiili on lineaarinen (viscous sublayer). Puskuri rajakerroksessa (Buffer layer) turbulentit vaikutukset alkavat olla merkittäviä, mutta virtaus on vieläkin laminaarista. Siirtymä rajakerroksessa (Overlap layer) turbulentit vaikutukset ovat kasvaneet suuriksi, mutta laminaarivirtaus on vielä dominoivaa. Turbulenttisessa rajakerroksessa turbulenti virtaus on dominoiva. (Çengel & Cimbala 2006 s. 338).

### 5.3 Virtauksen vaikutukset putkistoon

Tasainen virtaus ei yleensä aiheuta värähtelyä suorissa putkiosissa. Poikkeuksena kuitenkin ohutseinämäiset joustavat putket, joissa virtausnopeus on erittäin suuri, kuten esimerkiksi rakettimootoreiden syöttöputkissa ja turbiinien tuloputkissa. (Blevins 2002 s. 29.18).

Putkikäyrässä tasainen virtaus aiheuttaa sivuttaisvoiman joka on esitetty voimavektorina yhtälössä (64) (Blevins 2002 s. 29.19).

$$\mathbf{F}_R = [(p_a - p_i) + \rho U^2] A \mathbf{x}_i - [(p_a - p_i) + \rho U^2] A \mathbf{x}_o \quad (64)$$

missä  $p_a$  on putkessa vaikuttava kokonaispaine [Pa],  
 $p_i$  putkea ympäröivä ilmanpaine [Pa],  
 $\rho$  on putkessa virtaavan fluidin tiheys [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  
 $U$  on putkessa virtaavan fluidin keskinopeus [m/s],  
 $\mathbf{x}_i$  on fluidin suuntavektori putkikäyrän sisäänmenossa,  
 $\mathbf{x}_o$  on fluidin suuntavektori putkikäyrän ulostulossa,  
 $A$  on putken poikkipinta-ala [ $\text{m}^2$ ].

Putkikäyrissä vaikuttaa yhtälön (64) mukaan sekä paineen että virtauksen aiheuttama voimakomponentti. Ikonen (1985 s. 54–55) määrittää saman sivuttaisvoiman resultantin yhtälöllä (65). Hän ei kuitenkaan ota huomioon sivuttaisvoimaan painekomponenttia, joka on yhtälössä (64) otettu huomioon.

$$F_r = 2A\rho U^2 \sin \frac{\theta}{2} \quad (65)$$

missä  $A$  on poikkipinta-ala [ $\text{m}^2$ ],  
 $\rho$  on putkessa virtaavan fluidin tiheys [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  
 $U$  on putkessa virtaavan fluidin keskinopeus [m/s],  
 $\theta$  on putkimutkan kulmanmuutos.

Lisäksi Ikonen (1985 s. 54–55) määrittää putkimutkan sivuttaisvoiman resultantin yhtälöllä (66), kun putkimutkaan vaikuttaa virtauksen lisäksi paineisku esimerkiksi venttiilin sulkeutuessa.

$$\mathbf{F}_r = 2A(\rho U^2 + \Delta p) \sin \frac{\theta}{2} \quad (66)$$

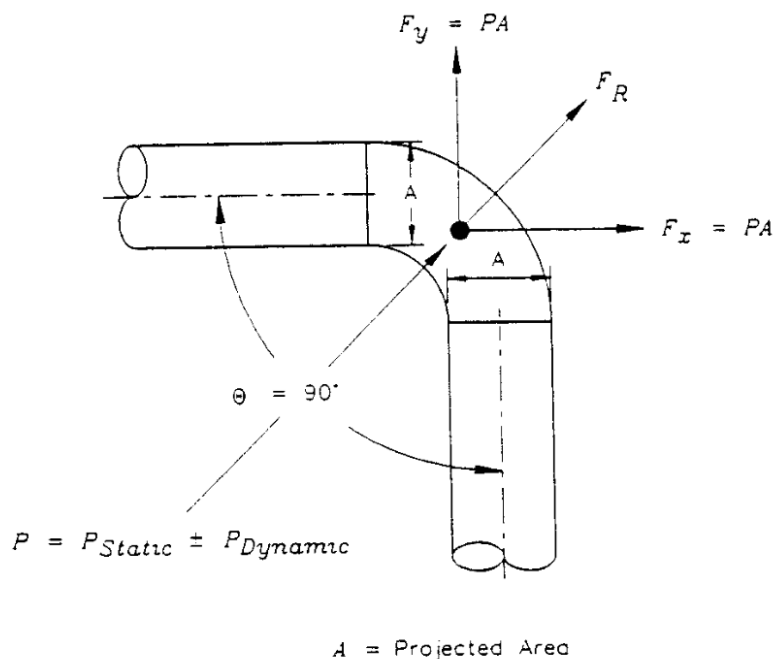
missä  $A$  on poikkipinta-ala [ $\text{m}^2$ ],  
 $\rho$  on putkessa virtaavan fluidin tiheys [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  
 $U$  on putkessa virtaavan fluidin keskinopeus [m/s],  
 $\Delta p$  on putkessa virtaavan fluidin paineenmuutos [Pa]  
 $\theta$  on putkimutkan kulmanmuutos.

Yhtälöillä (64) ja (66) voidaan laskea virtauksesta aiheutuva sivuttaisvoiman resultantti. Lisäksi yhtälö (66) osoittaa paineen pulseerauksen vaikutuksen olevan erittäin suuri

verrattuna virtauksen aiheuttamiin voimiin, kun virtausnopeus on pieni ja fluidin tiheys suuri. Esimerkiksi vedellä ( $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ) aiheuttaa 1 m/s virtaus ja 1 kPa paineen pulseeraus samansuuruisen sivuttaisvoiman.

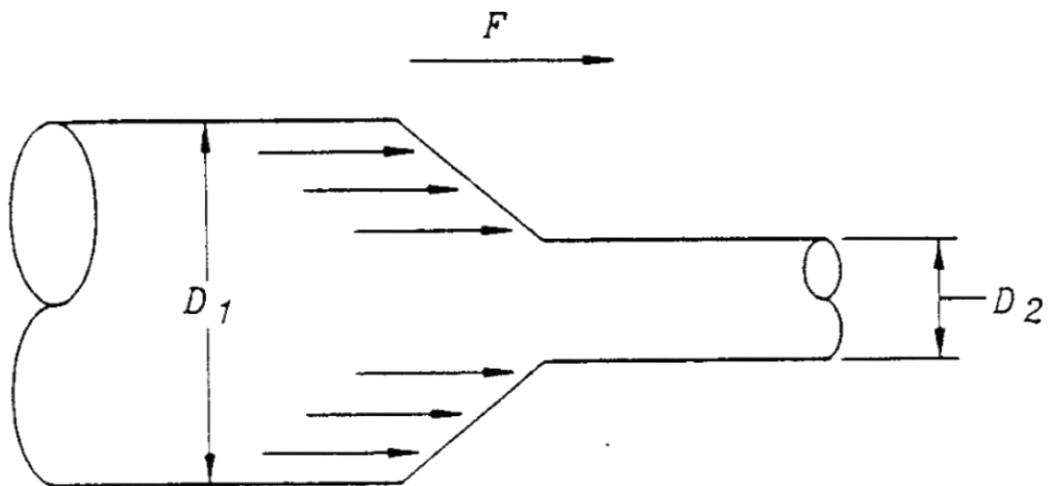
## 5.4 Paine pulsaatio putkistossa

Putkistovärähtely voi saada herätteen sisäisestä painepulsaatiosta tai ulkoisesta mekaanisesta herätteestä. Paine pulsaatio on kuitenkin yleisin putkistovärähtelyn herätteistä. Paine pulsaatio on putkistossa virtaavan väliaineen nopeaa paineenvaihtelua. Paineenvaihtelu voi aiheutua esimerkiksi pumppaavan koneen toiminnasta, turbulenssista virtauksessa, kavitaatiosta tai äkillisistä virtauksen muutoksista kuten venttiilin sulkeminen tai avaus. Pulsaation aiheuttamat reaktivoimat vaikuttavat erityisesti käyriissä ja putkiston epäjatkuvuuskohdissa kuten venttiileissä, supistuksissa ja haaroituksissa. Kuvissa 29 ja 30 on esitetty putkikäyrässä ja – supistuksessa vaikuttavat paineen aiheuttamat resultanttivoimat. (Wachel & Tison 1994; PSK 7512 2013).



**Kuva 29** Putkikäyrään vaikuttavat paineesta johtuvat voimat (Wachel & Tison 1994)





$$F = P_{Dynamic} A = P_{Dynamic} \pi(D_1^2 - D_2^2)/4$$

**Kuva 30** Putken supistuksiin vaikuttavat paineen aiheuttamat voimat (Wachel & Tison 1994)

Putkistovärähtely on yleisimmin taivutusvärähtelyä, mutta supistus- ja laajentumis- muotoja voi esiintyä korkeilla taajuuksilla. Putkisto voi myös saada herätteen pyörreratavirtauksesta (vortex shedding), mutta tällöin värähtelyn taajuus on yleensä yli 500 Hz ja aiheuttaa putkistoon vain hyvin pieniä siirtymiä (Missal 2000; PSK 5712 2013).

Chen (1987) tutki yksinkertaisesti tuettujen putkien käyttäytymistä, kun fluidin virtausnopeus vaihtelee harmonisesti. Yhtälössä (67) on esitetty virtausnopeuden muoto.

$$U(t) = U(1 + \varepsilon \cos \Omega t) \quad (67)$$

missä  $U$  on kesimääräinen virtausnopeus [m/s]  
 $\varepsilon$  on heräteparametri,  
 $\Omega$  pulsaation taajuus [Hz],

Pulsaatio voi aiheuttaa parametrissa- ja yhdistelmäresonanssia. Parametrinen resonanssi ilmenee pulsaation taajuuksilla, jotka ovat lähellä  $2\omega_n / m$ , missä  $m, n = 1, 2, 3, \dots, \infty$  ja  $\omega_n$  on putken ominaistajuus. Yhdistelmäresonanssi ilmenee pulsaation taajuuksilla, jotka ovat lähellä  $\omega = (\omega_m \pm \omega_n) / q$ , missä  $m \neq n$  ja  $m, n, q = 1, 2, 3, \dots, \infty$ . Yhdistelmäresonanssi

on riippuvainen keskimääräisestä virtausnopeudesta  $U_0$ , heräteparametrista  $\varepsilon$  ja putkiston kannakoinnista. (Chen 1987).

## 5.5 Painepulsaation määrittäminen putkistossa

Painepulsaatio putkistossa voi lisätä putkiston väsymiskuormitusta huomattavasti ja johtaa putkiston väsymiseen. Painepulsaatiolla on lisäksi negatiivisia vaikutuksia tarkkoihin prosesseihin, kuten esimerkiksi paperin valmistus ja päällystys, joissa painepulsaatio aiheuttaa laatuvirheitä tuotteeseen (Karvinen 2007 s.7). Putkistoissa, joihin ei ole suunniteltu dynaamisen paineen mittauksille anturointia, voidaan dynaamista painetta mitata putken seinämien värähtelystä, kun oletetaan putken olevan ohutseinäinen (seinämänpaksuus,  $t < 0,1 \cdot D$ , halkaisija) ja pulseeraavan paineaallon pituus huomattavasti putken halkaisijaa pitempi. (Olesen 1972.)

Olesen (1972) esittää painepulsaation vaikutuksen putken värähtelyyn yhtälöissä (68-71). Putkessa vaikuttava paine on esitetty yhtälössä (68)

$$p = p_0 + p_1 \sin \omega t \quad (68)$$

missä  $p_0$  on putkessa vaikuttava staattinen paine [Pa],  
 $p_1$  on putkessa vaikuttavan paineen amplitudi [Pa],

ja yhtälössä (69) on esitetty paineen vaikutus putken kehäjännitykseen Olesen (1972)

$$\sigma_x = \frac{p \cdot D}{2t} \quad (69)$$

missä  $\sigma_x$  on putkessa vaikuttava kehäjännitys [Pa],  
 $D$  on putken halkaisija [m],  
 $t$  putken seinämän paksuus [m].

Yhtälössä (70) on esitetty jännityksen vaikutus venymään Olesen (1972)

$$\sigma = \epsilon E \quad (70)$$

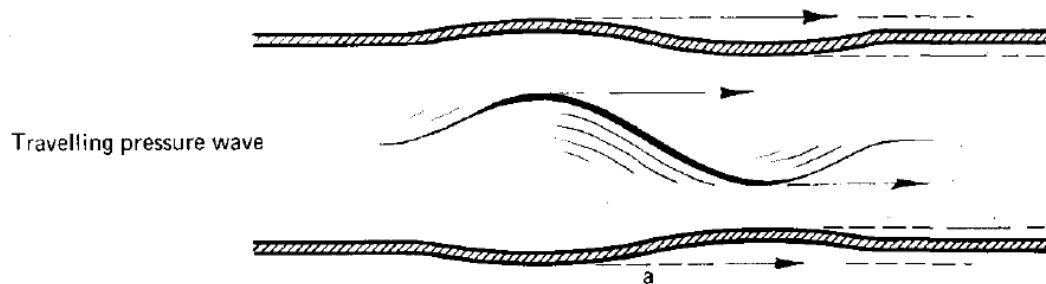
missä  $\sigma$  on jännitys [Pa]  
 $\epsilon$  on suhteellinen venymä,  
 $E$  on materiaalin kimmokerroin [Pa],

ja edelleen yhtälössä (71) on lausuttu putken säteen kasvu paineen muutokseen yhtälöiden (69) ja (70) avulla

$$\Delta p = \frac{4Et}{D^2} \Delta R \quad (71)$$

missä  $\Delta R$  on putken säteen muutos [m].

Paineen oskillointi putkessa vaikuttavan staattisen paineen ympärillä aiheuttaa putken kehän pituuden muutoksia ja siten putken säteen muutoksia. Kun painepulssi etenee putkessa, korkeamman painealueen kohdalla putken säde kasvaa. Pulsaation painevaihtelut voidaan määrittellä mittaamalla värähtely putken vastakkaisilta puolilta tahdistettuna. Paineen vaihtelun aiheuttama värähtely putken vastakkaisilta puolilta mitattuna on samassa vaiheessa ja putken taivutusvärähtely 180° vaihe-erossa. Kuvassa 31 on esitetty painepulssin eteneminen putkessa. Olesen (1972).



**Kuva 31** Painepulssin eteneminen putkessa (Olesen 1972)

Tarkempia tuloksia kuitenkin saa, jos on mahdollista käyttää dynaamista painetta mittaavaa paineanturia. Paineanturi tulisi sijoittaa putkistossa sellaiseen paikkaan, että se

pystyy kuvaamaan mahdollisimman tarkasti putkistossa vallitsevaa painetta. (Kautto 2011).

Mittausvirheiden minimoimiseksi anturin tulisi sijaita suoralla putkiosuudella ja ennen anturia tulisi olla  $5-10 * D$  ja anturin jälkeen  $2-5 * D$  suoraa häiriötöntä putkea.  $D$  on putken halkaisija. Usein ainoana vaihtoehtona on käyttää jo olemassa olevia mittausyhteitä. (Kautto 2011).

Dynaamisilla paineantureilla mitatulle painedatalle voidaan käyttää värähtelymittauksissa käytettyä signaalinkäsittelyä, kuten esimerkiksi FFT (Fast Fourier Transform) ja erilaiset tunnusluvut. (Kautto 2011).

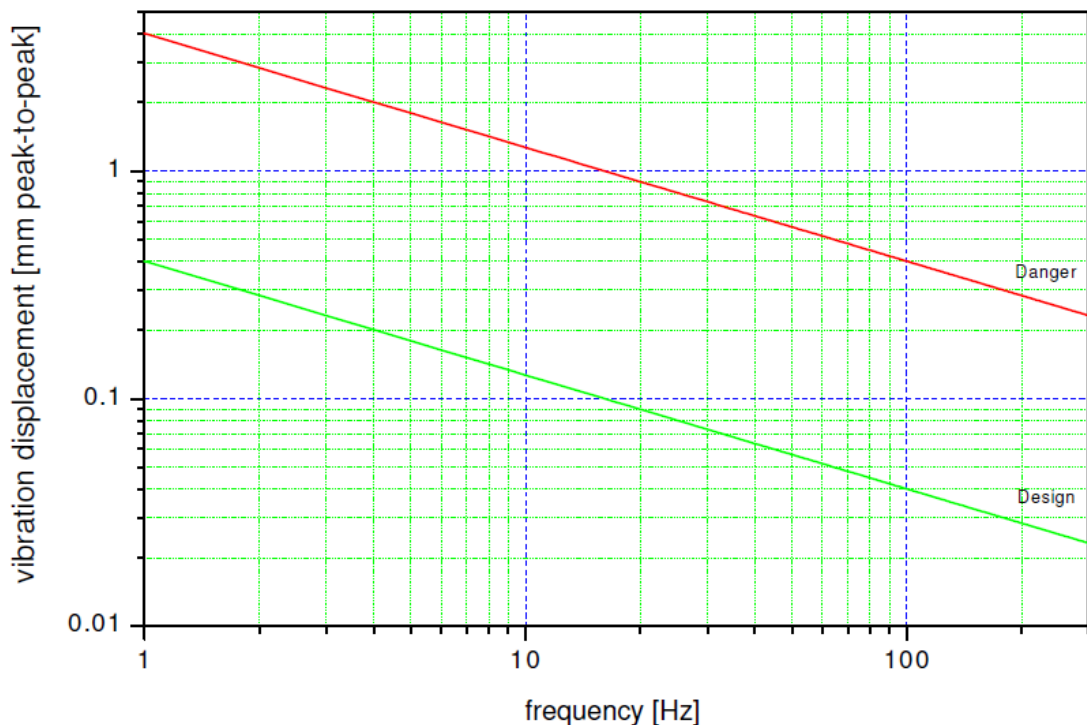
FFT aiheuttaa ylimääräisiä piikkejä spektriin, kun signaali, josta Fourier'n muunnosta tehdään, ei koostu pelkästään sinimuotoisista taajuuksista. Liitteessä 2 on esitetty erimuotoisten signaalien Fourier'n muunnokset. (Smith 1999 s. 172–173).

## 6 PUTKISTOVÄRÄHTELY

### 6.1 Putkistossa sallitut värähtelytasot

Putkistovärähtely on yleistä kaikissa teollisuuslaitoksissa. Putkistovärähtelyn mittaaminen ei ole ongelma. Ongelmana on tulkita putkistovärähtelymittausten tuloksia. Värähtely aiheuttaa toistuvaa vaihtokuormitusta ja rakenteiden väsymisestä seuraavia putki- ja kannakerikkoja. (Missal 2000; Wachel 1981)

Putkistovärähtelyille on hyvin vaikeaa antaa standardin omaisia raja-arvoja sallituille värähtelytasolle. Kuvassa 32 ja 33 Missal (2000) on esittänyt käytännön kokemuksiin perustuvan putkistovärähtelyn raja-arvoja perustuen Wachel et al.(1990) ja Wachel (1981) tutkimuksiin. Se ei kuitenkaan anna kuin suuntaa antavia lukemia putkistoille, koska kuvaaja ei ota kantaa putkiston ominaisuuksiin kuten esimerkiksi materiaaliin, dimensioihin tai virtaavan fluidin ominaisuuksiin. (Wachel 1981; Missal 2000).



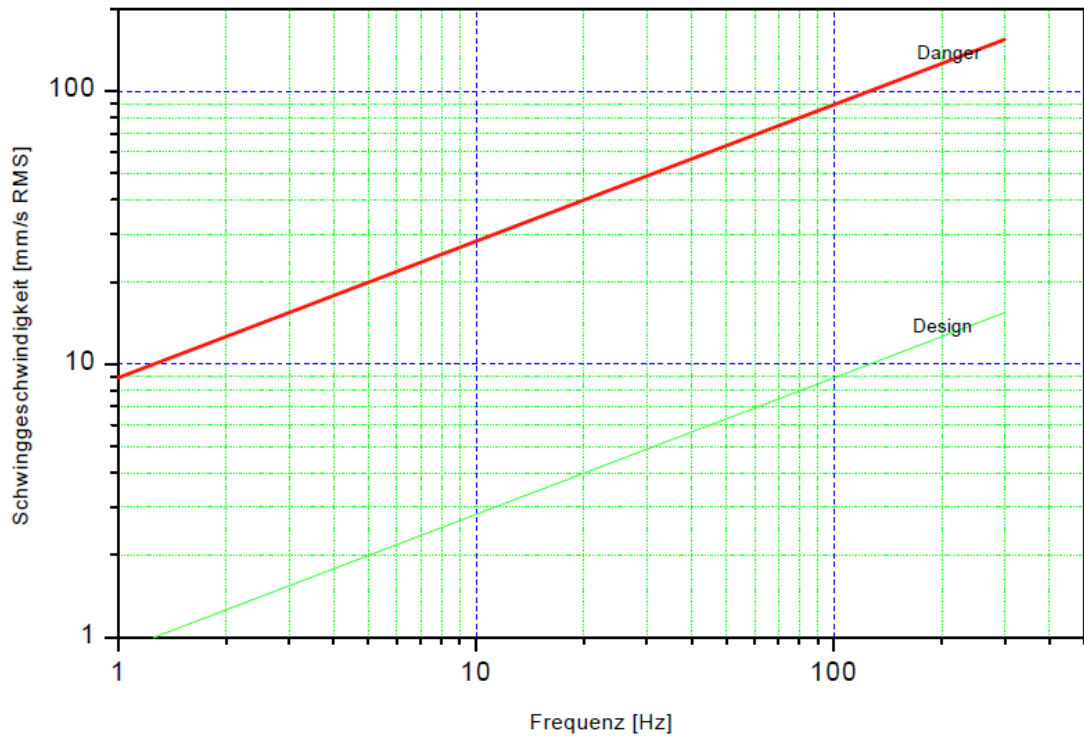
**Kuva 32** Värähtelyn siirtymän raja-arvot taajuuden suhteen (Missal 2000; Wachel 1981)

Siirtymän raja-arvot voidaan muuttaa nopeuden raja-arvoiksi yhtälöllä (72) (Missal 2000).

$$v = s 2 \pi f \quad (72)$$

missä  $v$  on nopeus [mm/s],  
 $s$  on siirtymä [mm],  
 $f$  on taajuus [Hz].

Kuvassa 33 on esitetty putkistovärähtelyn raja-arvot värähtelynopeuden suhteen taajuuden funktiona.



**Kuva 33** Värähtelyn nopeuden raja-arvot taajuuden suhteen (Missal 2000)

Värähtelyn aiheuttamat jännitykset ovat usein vaarattomia, kun värähtelyn nopeuden huippuarvo  $V_p$  on pienempi, kuin 12 mm/s. Raja-arvo voidaan kuitenkin ylittää jopa viisinkertaisesti silloin, kun putkessa ei ole massakeskittymiä kuten esimerkiksi venttiileitä, putkessa virtaavan fluidin massa pituusyksikköä kohti on pienempi kuin

putken massa pituusyksikköä kohti tai putkessa ei ole jännityshuippuja aiheuttavia muototekijöitä. (PSK 5712).

## 6.2 Putkistovärähtelyn hallinta

Putkistovärähtelyn hallintaan on useita keinoja. Värähtelyä voidaan pienentää lisäämällä kannake jokaiseen putkikäyrään, massakeskittymään kuten venttiilit sekä muihin epäjatkuvuuskohtiin. Myös olemassa olevat kannakkeet voivat olla jäykkyydeltään riittämättömiä ja kannakkeiden jäykistäminen voi vaikuttaa värähtelyyn paljon. (Wachel 1990).

Värähtelyä rajoittavissa kannakkeissa on tärkeää, että primäärikannake on kosketuksissa putkeen yli  $180^\circ$  matkalta. Riittämätöntä kontaktia voidaan parantaa esimerkiksi käyttämällä kumia kannakkeen ja putken välissä. . (Wachel 1990).

Putkiston ominaistaajuus ei saa olla lähellä herätetaajuutta. Jos putkisto värähtelee herätetaajuudella, on joko putkiston tai herätteen taajuutta muutettava. Ominaistaajuudella värähtelevä putkisto voi aiheuttaa putkiston rikkoontumisen erittäin lyhyessä ajassa. Putkiston ominaistaajuuksiin voidaan vaikuttaa muuttamalla kannakointiväliä tai putken dimensioita. (Wachel 1990; Missal 2000).

Luonnollisesti herätteen hallinnalla on suuri merkitys putkistovärähtelyyn. Herätteen taajuuden muutoksilla resonanssi tapauksissa voidaan putkistovärähtelyn voimakkuutta laskea huomattavia määriä. (Wachel & Smith 1991)

## 7 SUORITETUT MITTAUKSET JA TUTKIMUKSET

Työ suoritettiin useassa vaiheessa. Ensimmäisessä vaiheessa jäykistettiin sihtitason jalkoja. Sihtitaso huojui pilarin ympärillä ja aiheutti vääntökuormitusta kokoajaputkeen.

Toisessa vaiheessa kokoajaputken kannakointia muutettiin vastaamaan kannakointipiirustusta. Kannake jäykistyi huomattavasti ja värähtelytasot laskivat osalla pumppujen ajonopeuksista.

Kolmannessa vaiheessa sihtitasolle lisättiin kannake FEM -analyysillä määritettyyn paikkaan. Kuvassa 34 on esitetty asennettu kannake. Kannake kiinnitettiin sihtitason lattiaan sekä sihtitason ulkopuolella sijainneeseen tartuntalevyyn.



**Kuva 34** Sihtitasolle lisätty kannake



Neljännessä vaiheessa putkistoon lisättiin suurimpien värähtelyamplitudien kohdalle kannake ja vahvistettiin jo olemassa olevaa kannaketta. Kuvissa 35 ja 36 on esitetty lisätyt kannakkeet.



**Kuva 35** Sekundäärikannakkeen vahvistus vinotuella



**Kuva 36** Lisäkannake mittauspaikka 3 kohdalla

## **7.1 Värähtelymittaukset**

### **7.1.1 Kokeiden tarkoitus**

Värähtelymittausten tarkoituksena on selvittää putkistossa vaikuttavan värähtelyn voimakkuus ja taajuusalueet eri tuotantoparametreilla. Mittauksissa käytettiin Microlog CMVA 60 kannettavaa tiedonkerääjää.

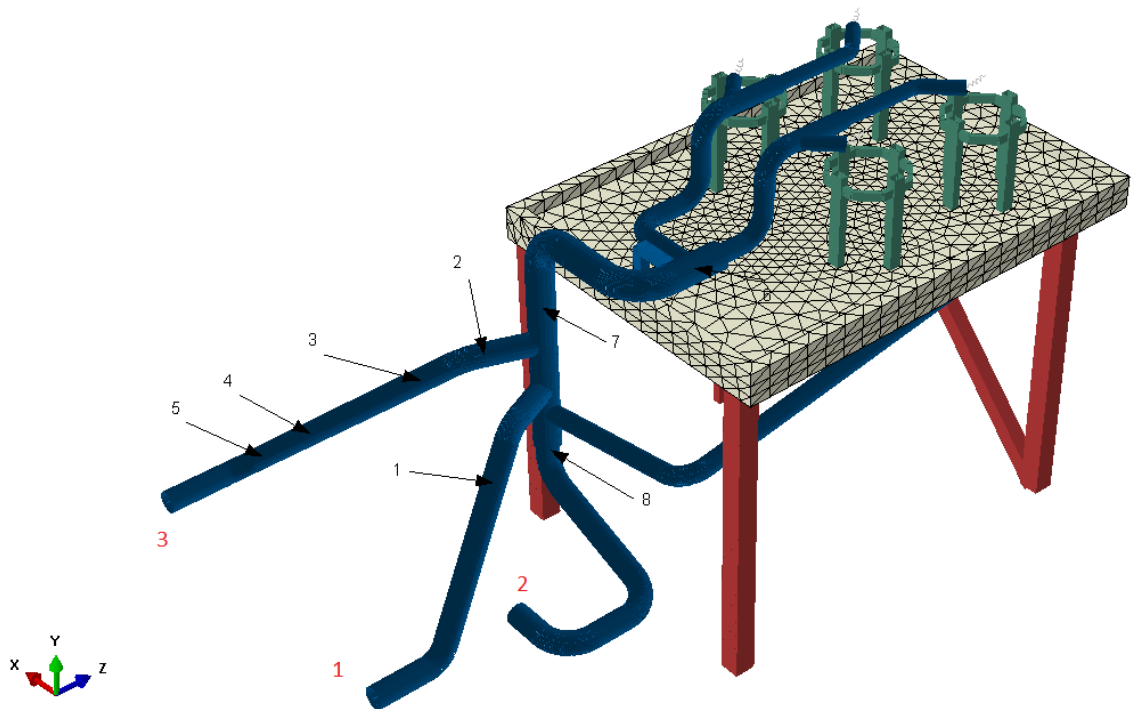
### **7.1.2 Mittauspisteet ja mittausparametrit**

Mittauspisteet valittiin putkistossa sekä silmämääräisesti, että FEM -analyysien perusteella. Putkiston värähtelyä pyrittiin mittaamaan värähtelyn amplitudin maksimikohdissa kahteen suuntaan. Joissakin tapauksissa värähtelyn amplitudin

maksimikohta sattui lähelle putkilaippaa ja mittaukset suoritettiin kolmeen suuntaan: putken suuntaisesti, vaakatasoon ja pystytasoon.

Anturina käytettiin teollisuudessa yleisesti käytössä olevaa 100 mV/g kiihtyvyyssanturia magneettikiinnitteisenä. Koska putkiston värähtely on matalataajuisista, ei liimattavia kiinnityspisteitä käytetty, vaan anturia pidettiin käsivoimin paikoillaan mittausten ajan.

Mittaus suoritettiin nopeuden huippuarvotunnuslukua käyttäen, koska PSK 5712 standardi määrittää sallitun putkistovärähtelyn suuruuden kyseisen tunnusluvun avulla. Mittauspaikat ja pumppujen numerointi on esitetty kuvassa 37 ja taulukossa 3 on esitetty mittauspisteiden suunnat. Mittauspaikoilla 6 – 8 suuntina on käytetty FEM-mallin koordinaatiston suuntia, jotka näkyvät kuvan 37 vasemmassa alakulmassa.

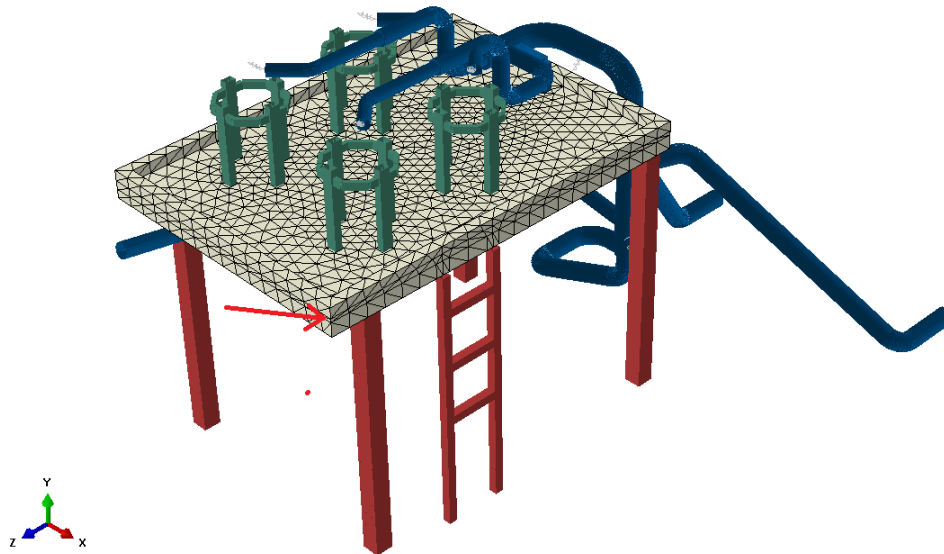


**Kuva 37** Putkistovärähtelyn mittauspäikat

**Taulukko 3** Kuvissa 39-45 käytettyjen mittauspisteiden suunnat ja mittauspaikat

Mittauspiste	Suunta	Mittauspaikka	Kuvaus
1	Vaaka	1	Kannakkeen ja putkikäyrän väli
2	Pysty		
3	Vaaka	2	Venttiilin laippa
4	Pysty		
5	Virtaus		
6	Vaaka	3	Käyrän ja kannakkeen väli
7	Pysty		
8	Vaaka	4	Laipan ja kannakkeen väli
9	Pysty		
10	Vaaka	5	Laippa
11	Pysty		
12	Virtaus		
13	x	6	T-haara
14	z		
15	x	7	Venttiilin laippa
16	z		
17	y		
18	x	8	Venttiilin laippa
19	z		
20	y		

Mittauksia suoritettiin myös sihtitason värähtelyn määrittämiseksi. Sihtitaso huojui putkiston vastakkaisesta päästä koneen poikkisuuntaan. Sihtitason värähtelyn mittauspiste on esitetty kuvassa 38. Mittaussuuntina on käytetty fem-mallin koordinaatiston suuntia, jotka selviävät kuvassa 38 esitetystä koordinaatistossa.

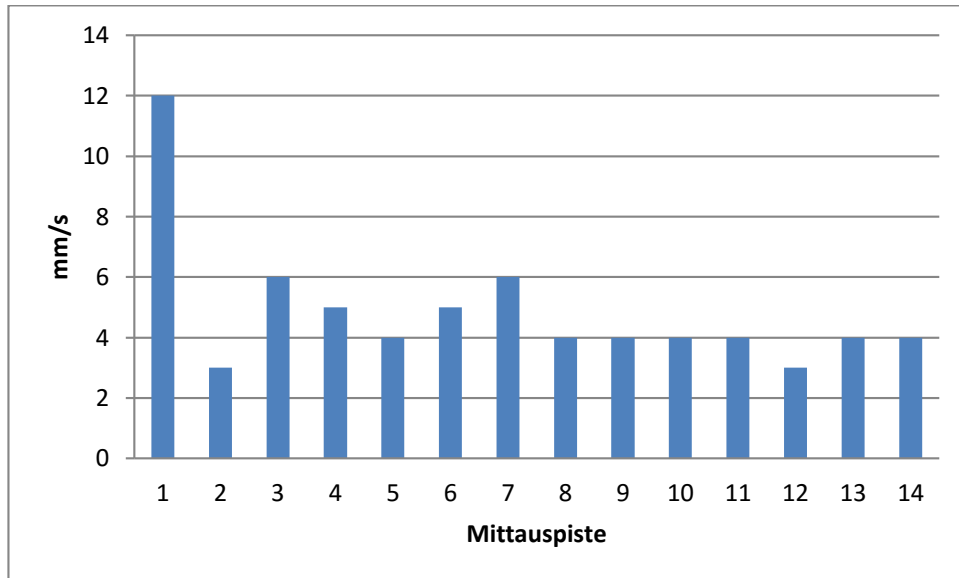


**Kuva 38** Sihtitason värähtelyn mittauspiste

## 7.2 Värähtelymittausten tulokset

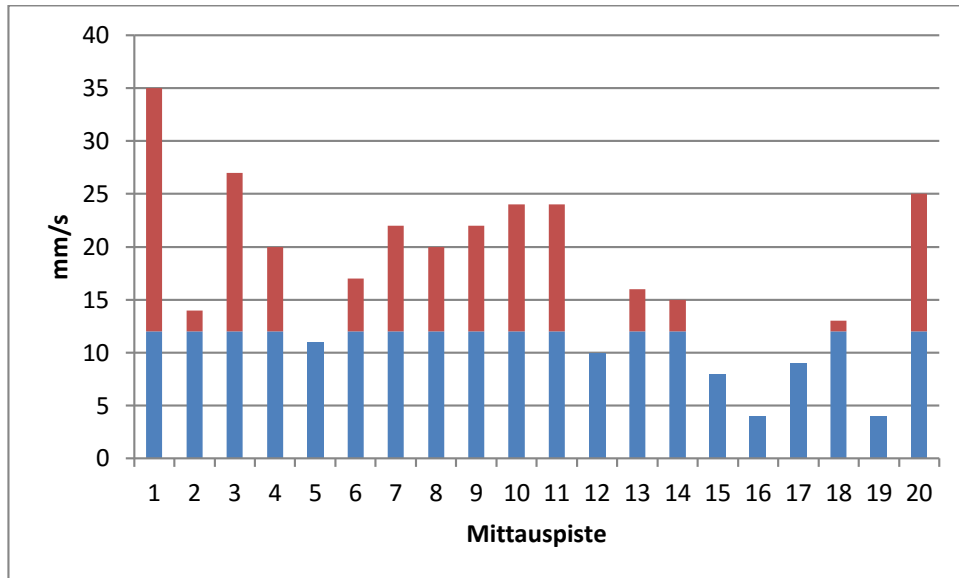
Sihtitaso värähteli erittäin suurella kaukaa havaittavalla amplitudilla vaakatasossa pilarin ympäri. Värähtelymittauksilla sihtitason siirtymäksi saatiin x-suunnassa noin 250  $\mu\text{m}$  sekä z-suunnassa 140  $\mu\text{m}$ . X-suunnassa sihtitaso huojui lähes resonanssitaajuudella 6,4 Hz. Sihtitason jäykistyksen jälkeen värähtelyn amplitudi molempiin suuntiin oli noin 30  $\mu\text{m}$  ja värähtelytaajuus nousi noin 14 Hz:iin. Todellisten rakenteiden värähtelyllä on ääretön määrä vapausasteita, ja jäykistettäessä rakenteita yhteen suuntaan, värähtelyt heräävät muilla ominaistajuuksilla ja –muodoilla.

Ennen toisen vaiheen kokoajaputken kannakoinnin vahvistusta värähtelytasot kaikilla tuotannossa käytetyillä pumppaustaajuuksilla nousivat erittäin suuriksi. Kannakoinnin vahvistuksen jälkeen pumpattaessa mattapintaisen paperin pintapastaa värähtelytasot laskivat huomattavasti. Kuvassa 39 on esitetty värähtelytaso putkistossa mittauspisteissä 1 – 14, kun pumppujen pyörimisohje on 46 % ja pumpattavana pastana on matta pintapasta.



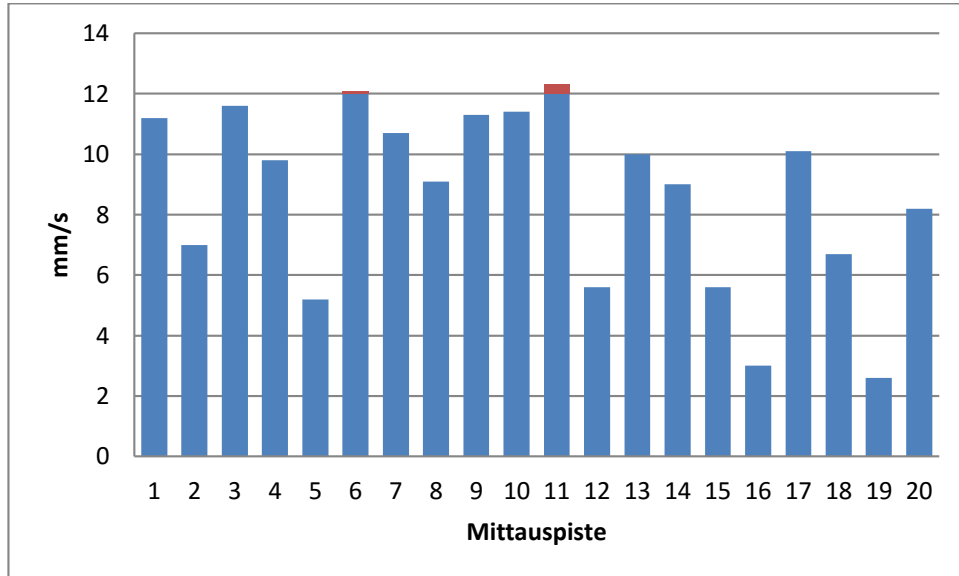
**Kuva 39** Värähtelyn nopeuden huippuarvot mittauspisteillä 1-14, kun pumppujen pyörimisohje on 46 %

Kun pumppujen pyörimisohje on 51 %, värähtelytasot nousevat merkittävästi. Värähtelytasot ovat samaa luokkaa, kuin ennen toisen vaiheen kokoajaputken kannakemuutosta. Kuvassa 40 on esitetty värähtelytasot mittauspisteissä 1 – 20, kun pumppujen pyörimisohje on 51 % ja pastana on kiiltävä pintapasta. Kuvaan 40 on merkitty myös PSK 5712 standardin mukainen sallittu värähtelytason 12 mm/s ylittävä osuus punaisella pylväällä. Putkistovärähtelyn hallitseva taajuus on 33 Hz ympäristössä ja vaihtelee 30–36 Hz välillä pumppujen taajuuden mukaan.



**Kuva 40** Värähtelyn nopeuden huippuarvot mittauspisteillä 1-20 kun pumppujen pyörimisohje on 51 %

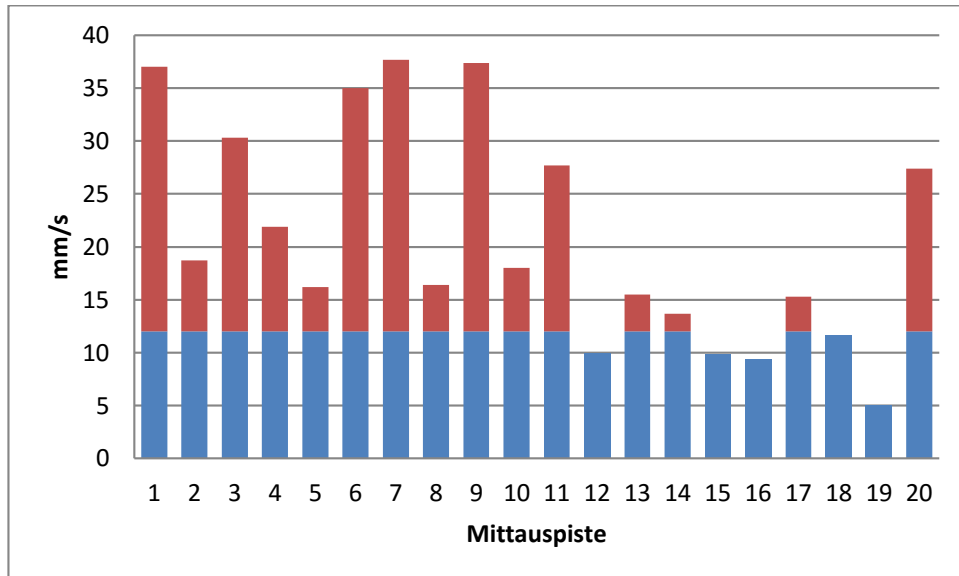
Kannakkeen lisäys kolmannessa vaiheessa vähensi värähtelyä selvästi. Heti kannakkeen lisäämisen jälkeen 57% pumppausohjeella matta pintapastaa pumpattaessa värähtelytasot nousivat korkeimmillaan PSK 5712 standardin mukaiselle suositustasolle. Kuvassa 41 on esitetty värähtelytaso mittauspisteissä 1-20 kannakkeen asennuksen jälkeen. Mittauspisteissä 6 ja 11 ylitettiin standardin asettama raja 0,1 mm/s ja 0,3 mm/s.



**Kuva 41** Värähtelynopeuden huippuarvot mittauspisteillä 1-20, kun pumppujen pyörimisohje on 57 %

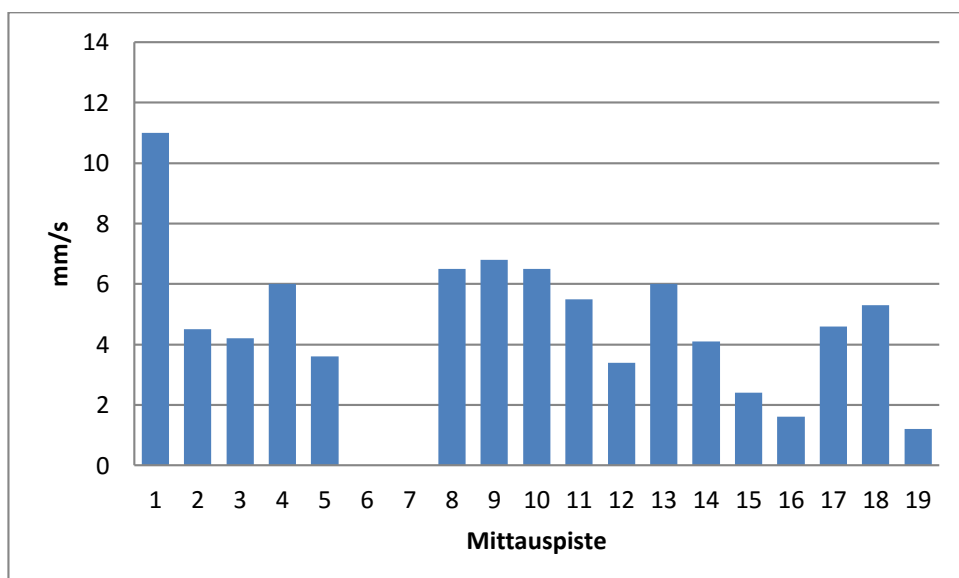
Pastan laadun vaikutus putkistovärähtelyihin selvisi kolmannen vaiheen jälkeen. Aikaisemmin värähtely kasvoi pumppujen pyörimistaajuuden kasvaessa sekä matta että kiiltävällä pastalla. Sihtitasolle lisätyn kannakkeen tuoma jäykistys vähensi putkistovärähtelyä mattapastaa ajettaessa, mutta värähtelytaso palasi korkeaksi, kun pastan laatu vaihtui kiiltäväksi. Kuvassa 42 on esitetty värähtelytasot eri mittauspisteillä, kun pumppujen pyörimisohje on 53 % ja pumpattavana pastana on kiiltävä pintapasta. Kuvassa 42 on myös esitetty sallittu 12 mm/s värähtely sinisillä palkeilla. Värähtelytasot ylittävät standardin PSK 5712 määrittämän 12 mm/s raja-arvon pahimmillaan noin kolminkertaisesti.





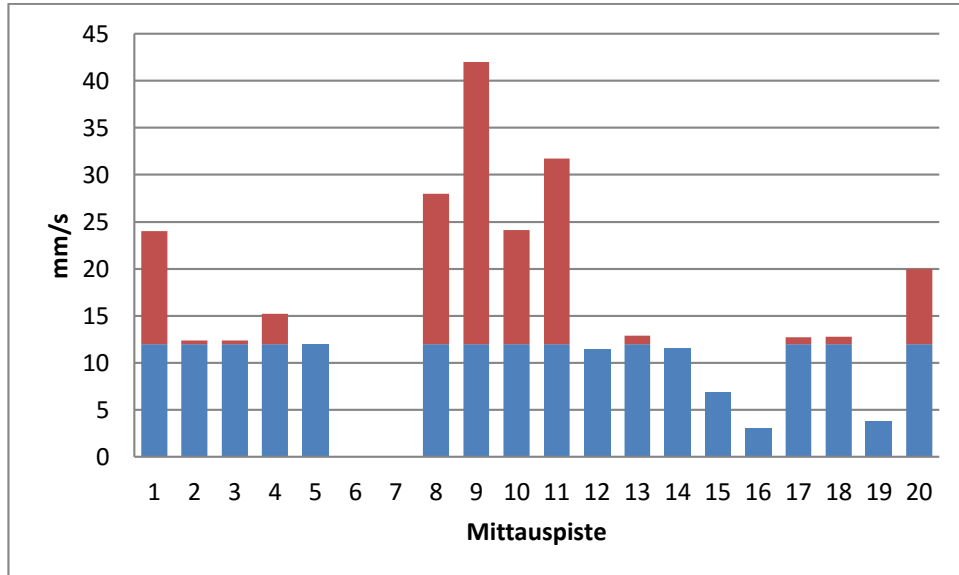
**Kuva 42** Värähtelyn nopeuden huippuarvot mittauspisteillä 1-20, kun pumppujen pyörimisohje on 53 %

Neljännän vaiheen jälkeen värähtelytasot laskivat sekä matta että kiiltävää pintapastaa pumpattaessa. Kuvassa 43 on esitetty putkiston värähtelytasot mattapastaa pumpattaessa 55 % nopeusohjeella. Neljännän vaiheen jälkeen mittauspisteet 6 ja 7 sijaitsivat aivan uuden kannakkeen vieressä, joten mittauksia ei suoritettu.



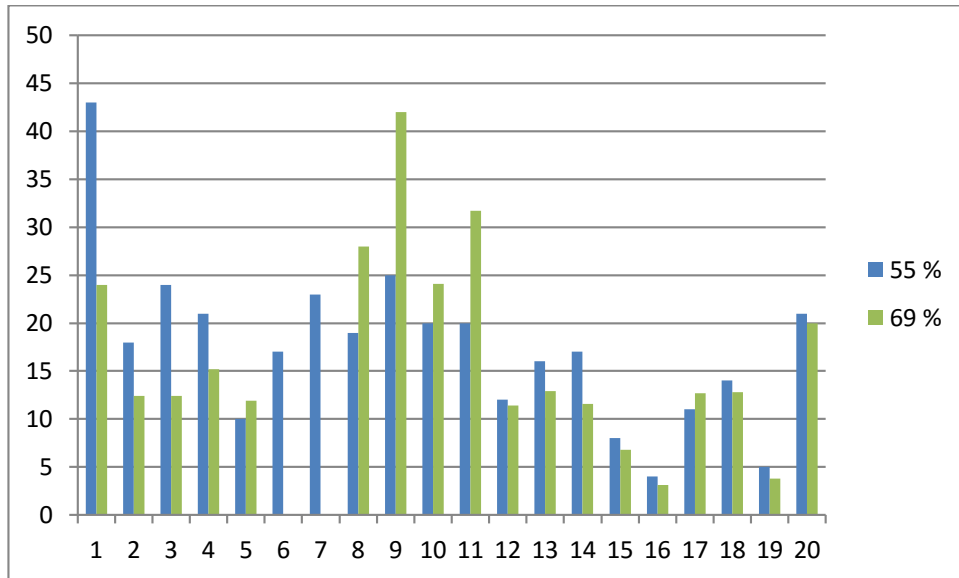
**Kuva 43** Värähtelyn nopeuden huippuarvot mittauspisteillä 1-20, kun pumppujen pyörimisohje on 55 %

Kiiltävää pastaa pumpattaessa erittäin korkeilla pumppausohjeilla 69 % värähtelytasoiksi saatiin kuvan 44 mukainen tulos.



**Kuva 44** Värähtelyn nopeuden huippuarvot mittauspisteillä 1-20, kun pumppujen pyörimisohje on 69 %

Kuvassa 45 on verrattu kolmannen vaiheen 55 % ohjeella ja neljännen vaiheen 69 % ohjeella pumpatun kiiltävän pastan vaikutus värähtelyyn. Kuvasta 45 voidaan nähdä, että pumppausohjeen nostaminen ei nosta värähtelytasoa putkistorikoille herkimmissä paikassa, kokoajaputken seudulla. Herkimvät putkistorikkoalueet ovat mittauspisteiden 3–5 ja 15–20 läheisyydessä.



**Kuva 45** Värähtelyn nopeuden huippuarvot mittauspisteillä 1-20, kun pumppujen pyörimisohje on 55 ja 69 %

## 7.3 FEM

### 7.3.1 Simulaation tarkoitus

Elementtimenetelmillä mallinnetulla mallilla on tarkoitus määrittää konekiertoputkiston ja sihtitason ominaistuujuudet ja ominaismuodot. Lisäksi elementtimenetelmiä käytetään simuloimaan kannakointimuutosten vaikutusta värähtelyn taajuuksiin ja ominaismuotoihin.

### 7.3.2 Käytetty laitteisto

Elementtimenetelmillä suoritettuihin simulaatioihin käytettiin Abaqus-ohjelmistoa. Abaquksella mallinnettiin kaikki yksinkertaiset rakenteet kuten esimerkiksi palkit ja tasot. Putkiston mallintamiseen käytettiin Autodesk Inventor Professional:in putkistosuunnittelutyötilaa ja putkiston malli tuotiin Abaqukseen kokonaisena rautalankamallina.

Fem-mallin laatimisessa putkisto kuvattiin 3d-rautalanka (wire) mallilla, joka tuotiin Autodesk Inventor Professional:ista ja verkotus tapahtui quadraattisella PIPE32 elementeillä. Putkiston mallinnuksessa ei otettu putkessa vaikuttavaa painetta huomioon.

Sihtitason ja painesihtien jalat mallinnettiin 3d rautalankamallilla ja verkotuksessa käytettiin quadrattisia B32 palkkielementtejä. Sihtitason betonitaso mallinnettiin 3d solid mallilla ja verkotettiin quadrattisella C3D10 tetraedri elementeillä. Painesihtit kuvattiin vain painesihtien jalkoihin vaikuttavana massana, jonka painopisteeseen vaikuttaa pistemassa.

Fem-mallin reunaehdot määritettiin siten, että putkiston ja pumppujen liitos oletettiin täysin jäykäksi ja putkien siirtymät ja rotaatiot ovat 0. Sihtitason jalkojen kiinnitys oletettiin täysin jäykäksi molemmissa päissä. Sihtitason ja pilarin kontaktipinta oletettiin täysin liikkumattomaksi. Putkikannakkeet mallinnettiin jousielementeillä, jotka vaikuttavat kannakkeen keskikohdan kohdalla putkeen. Jousivakiot määriteltiin jokaiselle putkikannakkeelle fem-analyysillä.

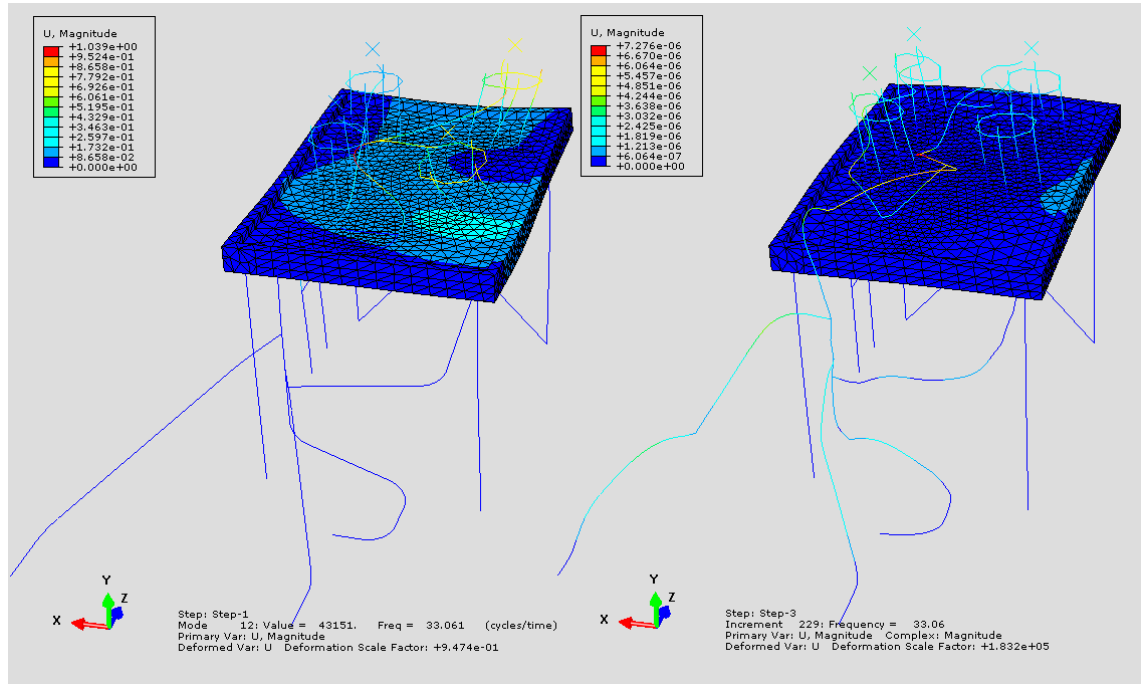
Jousivakion määrittämisessä primääriputkikannake oletettiin massattomaksi ja äärettömän jäykäksi ja kannakkeen jousivakio oletettiin tulevan pelkästään sekundaarikannakkeen joustoista. Kannakkeet mallinnettiin 3d rautalankamallilla ja verkotettiin quadraattisilla B32 palkkielementeillä. Sekundäärikannakkeen kuormitus mallinnettiin pisteeseen, joka on kannakkeen keskellä ja etäisyys kannakkeesta sama, kuin putken keskipisteellä. Jokaiselle kannakkeelle suoritettiin 6 kuormitussimulaatiota ja laskettiin jousivakion arvo  $k = F / s$ , missä  $F$  on kuormitus [N] ja  $s$  on maksimisiirtymä kuormituksen suuntaan [m]. Sekundäärikannakkeelle laskettiin myös jousivakio rotaation suhteen  $k_r = M / \phi$ , missä  $M$  on pisteeseen vaikuttava momentti [Nm] ja  $\phi$  on sekundäärikannakkeen maksimirotaatio momentin suuntaan [rad].

Fem-mallille laskettiin ominaistajuudet sekä ominaistajuuksiin perustuva vakaan tilan lineaarinen vaste (Steady-state dynamics, Modal), kun putkiston käyriin, supistuksiin ja liitoksiin vaikuttavat harmoniset voimat. Voimat on määritetty siten, että 250 mm putkissa 90° käyrissä vaikuttaa 1000 N resultanttivoima, eli voimat vastaavat noin 24,5 kPa paineen pulsaatiota. Pulsaatio oletetaan sinimuotoiseksi, vaimenemattomaksi ja etenevän äärettömällä nopeudella.

### 7.3.3 FEM tulokset

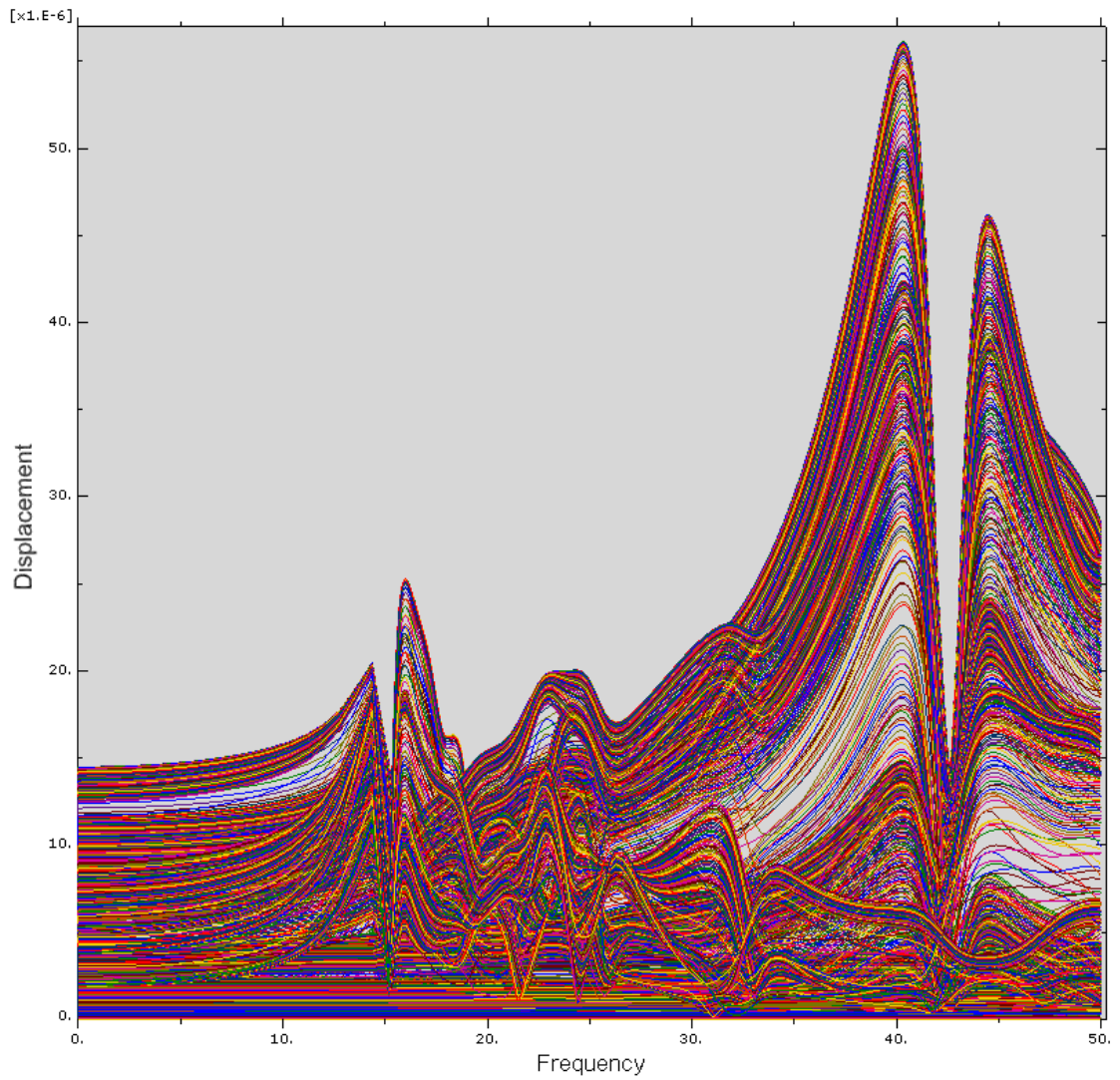
Fem-analyysiä käytettiin sihtitason värähtelyn mallintamiseen. EFM-malli antoi sihtitason ja koko systeemin ensimmäiseksi ominaistajuudeksi 4,4 Hz ja ominaisuudeksi värähtelyn x-suunnassa pilarin viereisen kulman pysyessä paikoillaan. Värähtelymittauksilla saatu taajuus oli 6,4 Hz ja värähtelyn muoto oli sama, pilarin vastakkaisessa päädyssä x-suuntaan. Sihtitason värähtelyn vaimentamiseksi malliin mallinnettiin ristituki sihtitason jalkoihin värähtelyn suuntaan. FEM-analyysissä ensimmäinen ominaistajuus nousi 11,9 Hz.

Ensimmäisen ja toisen vaiheen jälkeen FEM-analyysillä lasketut ominaistajuudet ja ominaisuudet eivät vastanneet putkiston värähtelyä. Putkiston värähtelytaajuus keskittyy 33 Hz ympäristöön vaikka FEM-analyysi ei anna vasteen taajuusalueelle yhtään putkistoon pumppujen ja kokoajaputken välillä vaikuttavaa ominaistajuutta. Kuvassa 46 vasemmalla puolella on esitetty putkiston ominaistajuuden muoto 33,1 Hz taajuudella. Ensimmäinen ominaistajuus, joka vaikuttaa pumppujen ja keräysputken välillä, on 54,3 Hz ja aiheuttaa mittauspaikka 1 kohdalle siirtymiä. FEM-malli on suuntaa antava ja esimerkiksi putkikäyrien malli ei ota huomioon putken ovaalisaatiota taivutettaessa. Steady-state dynamics, Modal -analyysi tuottaa vasteen myös 33 Hz ympäristöön, kun putkikäyriin, supistuksiin ja t-haaroihin vaikuttaa sinimuotoinen voima Kuvassa 46 oikealla puolella on esitetty steady-state dynamics, modal -analyysin vasteen siirtymien resultantit, kun heräte on 33 Hz.



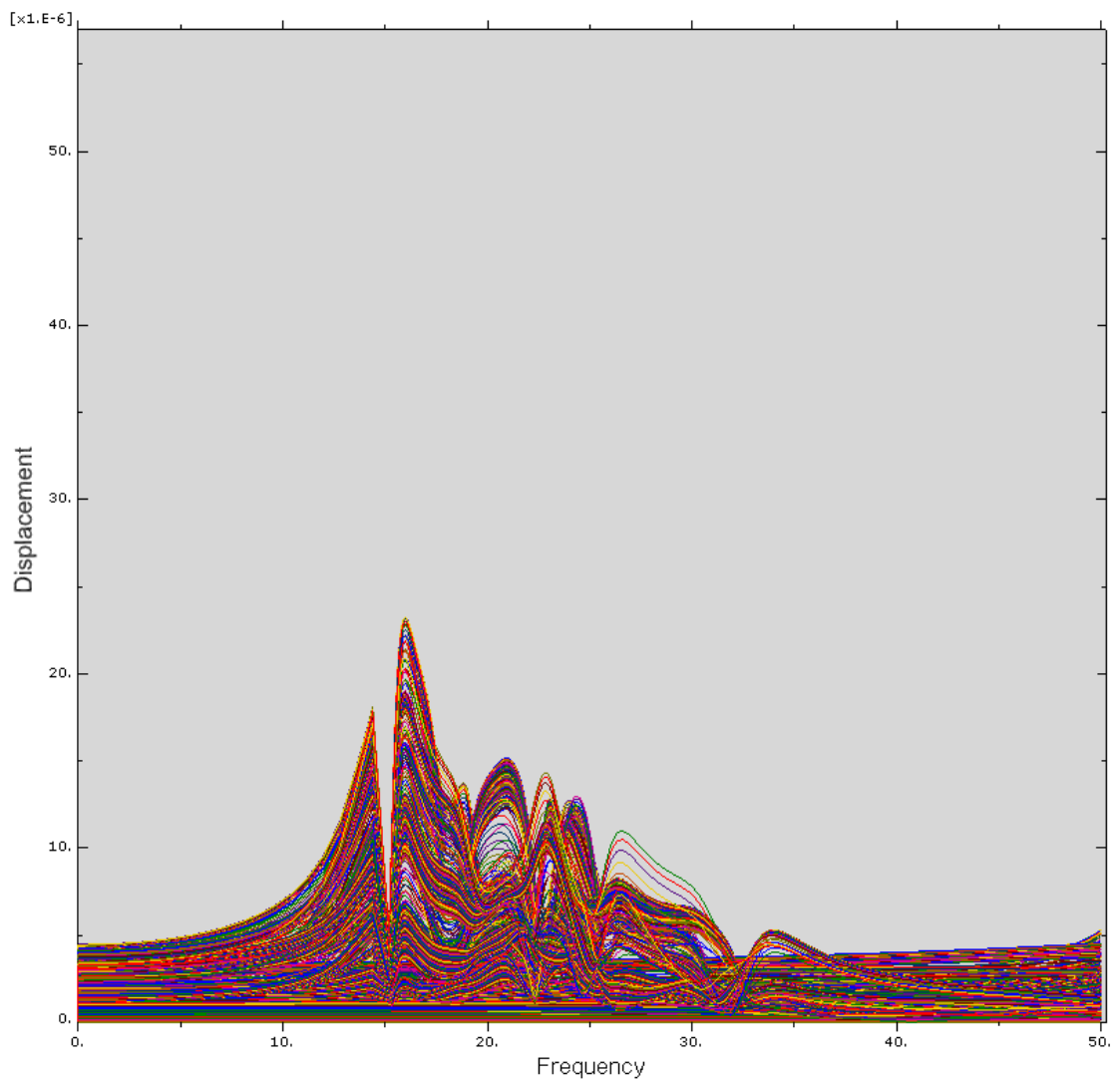
**Kuva 46** Vasemmassa kuvassa on systeemin ominaistaajuus 33,1 Hz taajuudella. Oikean puoleisessa kuvassa on vakaan tilan vaste 33,1 Hz taajuudella.

Kolmannessa vaiheessa sihtitasolta muutettiin kannakointia mittauspaiikka 6 kohdalta (kuva 37). FEM-analyysi antoi suurimmat siirtymät (kuvassa 46 oikealla puolella) kokoajaputken mittauspaiikka 6 ja -7 välissä vaakatasossa olevaan putkeen. Putken käyrän ja t-haaran väliin lisättiin kokonaan uusi kannake, joka jäykistää putkea erityisesti z-suunnassa. Kuvassa 47 on esitetty putkiston jokaisen pisteen resultanttisiirtymä taajuuden funktiona steady-state dynamics, modal- analyysillä laskettuna.



**Kuva 47** Putkiston pisteiden siirtymä taajuuden funktiona vakaan tilan vasteessa

Kuvassa 48 on putkiston jokaisen pisteen resultanttisiirtymä taajuuden funktiona, kun putkistoa on jäykistetty mittaustaikalla 6 kohdalle lisätyllä kannakkeella.



**Kuva 48** Putkiston pisteiden siirtymä taajuuden funktiona vakaan tilan vasteessa, kun lisäkannake on lisätty mittaustaikalle 6 kohdalle

Kuten kuvassa 48 voidaan nähdä, kannake vähentää putkiston värähtelyn amplitudeja tehokkaasti taajuudelta 20 Hz ylöspäin.

## 7.4 Painemittaukset

### 7.4.1 Mittausten tarkoitus

Painemittausten tarkoituksena oli määrittää putkistossa vaikuttavan paineen laatu. Lisäksi tarkoituksena oli selvittää, millä taajuuksilla paineen pulsaatiota tapahtuu.



### 7.4.2 Paineen mittauksessa käytetty laitteisto ja mittausparametrit

Paineen mittaus suoritettiin konekiertoputkistossa pumpun jälkeisellä huuhtelutyhjennysyhteen kautta. Yhteissä ovat *Camlock*-liittimet, joten painelähttimen kiinnittäminen onnistui helposti pikaliittimen avulla. Paineen mittaamisessa käytettiin Hydac HMG 3000 tiedonkeruulaitetta sekä Wika S-11 painelähetintä. Pinalähttimen painealue oli 0 – 10 bar. Mittaus suoritettiin 10 kHz näytteenottotaajuudella 30 sekunnin mittauksella. Fourier'n muunnokset laskettiin Scilab ohjelmalla fft funktion avulla. Fourier'n muunnoksiin lisättiin punaiset viivat kuvaamaan pyörimistaajuuden parillisia monikertoja. Kuvassa 49 on esitetty mittauslaitteisto ja painelähttimen sijoittuminen putkistoon.



**Kuva 49** Paineenmittausjärjestelyt

Mittaukset suoritettiin asemalle 3. Ensimmäisessä mittauksessa konekiertopumppujen pyörimistaajuus oli 2,86 Hz ja pumpattavana pastana matta pintapasta. Toisessa

mittauksessa pumppujen pyörimistaajuus oli 3,17 Hz ja pumpattavana pastana kiiltävä pintapasta. Kolmannessa mittauksessa pumppujen pyörimistaajuus oli 3,38 Hz ja pumpattavana pastana kiiltävä pintapasta. Neljännessä mittauksessa pumppujen pyörimistaajuus oli 3,17 Hz ja pumpattavana pastana matta pintapasta. Pumppujen pyörimistaajuus on ilmoitettu pumppujen 1 ja 2 pyörimistaajuutena. Pumpun 3 pyörimistaajuus on noin 0,5 Hz pienempi, kuin pumppujen 1 ja 2.

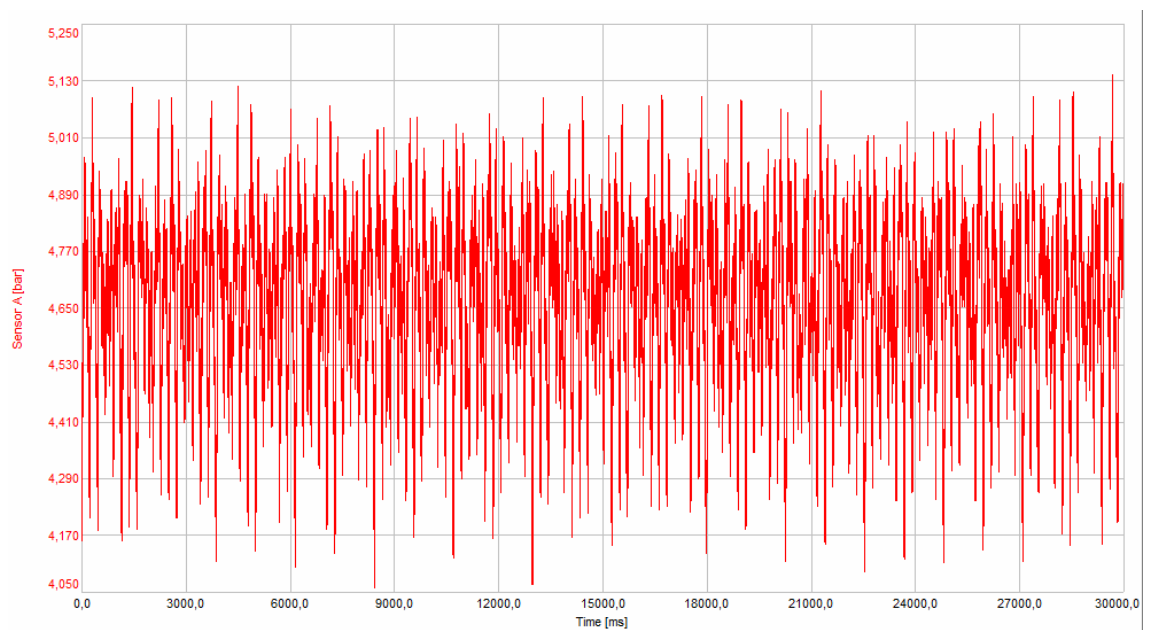
Ensimmäisen mittauksen yhteydessä mitattiin myös aseman 1 konekierron paineet. Pumput 1 ja 2 pyörivät noin 2,6 Hz taajuudella ja pumppu 3 pyöri noin 0,5 Hz pienemmällä taajuudella.

### **7.4.3 Paineen mittausten tulokset**

Konekiertopumppuina käytetyt Netzsch NE 150B epäkeskoruuvipumput ovat 1:2 pumppuja. Jokaisella kierroksella pumpun kammio avautuu painepuolelle 180° pyörähdyksen välein. Painemittauksista luotuihin Fourier'n muunnoksista näkyy selvästi, että painepulssit syntyvät pyörimistaajuuden parillisilla monikerroilla. Pyörimistaajuuden parilliset monikerrat on merkitty Fourier'n muunnoksiin punaisilla merkeillä. Painemittaukset on esitetty liitteissä 3-6. Liitteissä 3-6 esitetyt painemittaukset on suoritettu aseman 3 konekiertopumpulle 1. Pyörimistaajuuden toisella monikerralla, pumpun kammion avautumistaajuudella, näkyy selvä piikki taajuuksissa. Pyörimistaajuuden ja paineen kasvaessa alkaa vuotovirtaus näkyä pumpun tuottamassa paineessa. Vuotovirtaus näkyy paineen aikatasosignaalisissa korkeimpien piikkien kohdalla tapahtuvana paineen äkillisenä laskemisena. Liitteessä 7 on verrattu 2. ja 4. mittauksen painetta yhden pumpun kierroksen ajalta. Kiiltävää pastaa pumpattaessa mittauksessa 2 on selvästi havaittavissa vuotovirtausta ja korkeampitaajuisia painenvaihtelua. Pumppujen tuottamassa keskipaineessa pastalaatujen välillä on eroa, vaikka pumppujen pyörimisnopeudet ovat samat. Kiiltävää pastaa pumpattaessa keskipaine on 4,56 bar ja mattaa pastaa pumpattaessa 4,37 bar.

Painemittauksista on selvästi havaittavissa 3. pumpun eri pyörimistaajuuden vaikutus paineeseen. Erityisesti liitteen 3 15 sekunnin aikatasokuvassa paineessa on havaittavissa huojuntaa.

Esipasta-asemilla 1 ja 2 pulsaatio on huomattavasti vaimeampaa pienemmän viskositeetin takia. Liitteessä 8 on verrattu aseman 1 pumppujen tuottamaa painetta ja mittauksista luotuja Fourier'n muunnoksia. Kuvassa 50 on esitetty painemittauksen aikatasokuva aseman 1 pumpulta 1.



**Kuva 50** Painemittaus aseman 1 pumpulta 1

## 8 TULOSTEN TARKASTELU

### 8.1 Putkistovärähtely

Konekiertoputkistovärähtelyn herätteenä toimii pumpuilta tuleva paineen pulsaatio. Herätteen taajuus muuttuu pumppujen pyörimisohjeen mukana, ja suurimmat värähtelynopeudet pysyvät 30–36 Hz alueella. Värähtelynopeus kasvaa pumppujen taajuuksien kasvaessa. Pakotetussa värähtelyssä suurennuskerroin on hyvin lähellä yhtä, kun värähtelyn taajuus on tarpeeksi resonanssitaajuuden alapuolella. Tämä tarkoittaa voiman aiheuttaman staattisen siirtymän olevan suoraan verrannollinen voiman suuruuteen.

FEM-malli putkistosta ja sihtitasosta on erittäin suurpiirteinen ja sen tarkoituksena on olla suuntaa antava työkalu putkistovärähtelyn ominaismuodoille ja – taajuuksille. FEM-analyyssissä saatu pumppujen ja kokoajaputken välillä vaikuttava alin ominaistaajuus on noin 54 Hz. Putkistossa vaikuttavan värähtelyn taajuus on noin 33 Hz eli taajuussuhde on noin 0,6. Kuvan 15 mukaan kyseisellä taajuussuhteella suurennuskerroin on jo 1,5, kun vaimennuskerroin on pieni. Koska putkistovärähtelyä tapahtuu suhteellisen laajalla taajuusalueella, voidaan päätellä että, kokonaisjäykkyys putkistossa on liian pieni siihen kohdistuviin voimiin nähden. Taajuuden kasvaessa suurennuskerroin kasvaa ja siten aiheuttaa edelleen värähtelyä pienemmällä herätevoimalla. Värähtelyä voidaan pienentää lisäämällä kannakointia erityisesti putkikäyriin, jotka kytkevät paineen pulsaation putkistovärähtelyyn.

Neljännän vaiheen putkistokannakkeiden lisäyksessä olisi ollut tarvetta toiselle kannakkeelle mittauspaikka 4 (kuva 37) kohdalla, mutta kannakkeen rakentamiselle haasteena oli paikan ahtaus. Putken värähtelyn vaimentamiseen on vaikea soveltaa myös viritettyä massavaimenninta, koska värähtely ei tapahdu yhdellä taajuudella vaan vaihtelee suhteellisen laajalla alueella pumpun pyörimistaajuuden mukana. Vakiotaajuudella värähtelevälle putkelle olisi riittänyt 12,7 % vaimennukseen noin 15 kg värähtelijä yhtälön (57) mukaan, kun värähtelevä massa on noin 300 kg. Värähtelyn siirtyminen mittauspaikan 4 ympäristöön ei aiheuta niin suuria rasituksia putkistoon, kuin värähtely keräysputken ympäristössä. Konekiertopumppujen sulkuventtiilit sijaitsevat

keräysputken välittömässä läheisyydessä ja aiheuttavat ylimääräisiä massakeskittymiä putkistoon. Lisäksi Missal (2000) määrittää sallitun putkistovärähtelynopeuden tehollisen arvon taajuuden suhteen kuvassa 23. 30 Hz taajuudella suurin sallittu värähtelynopeuden tehollisarvo on noin 50 mm/s. Mittauksissa saatu värähtelynopeuden huippuarvo 42 mm/s voidaan muuttaa tehollisarvoksi. Tehollisarvoksi saadaan noin 30 mm/s. Putkistovärähtely ei ylitä vaarallisen värähtelynopeuden rajaa.

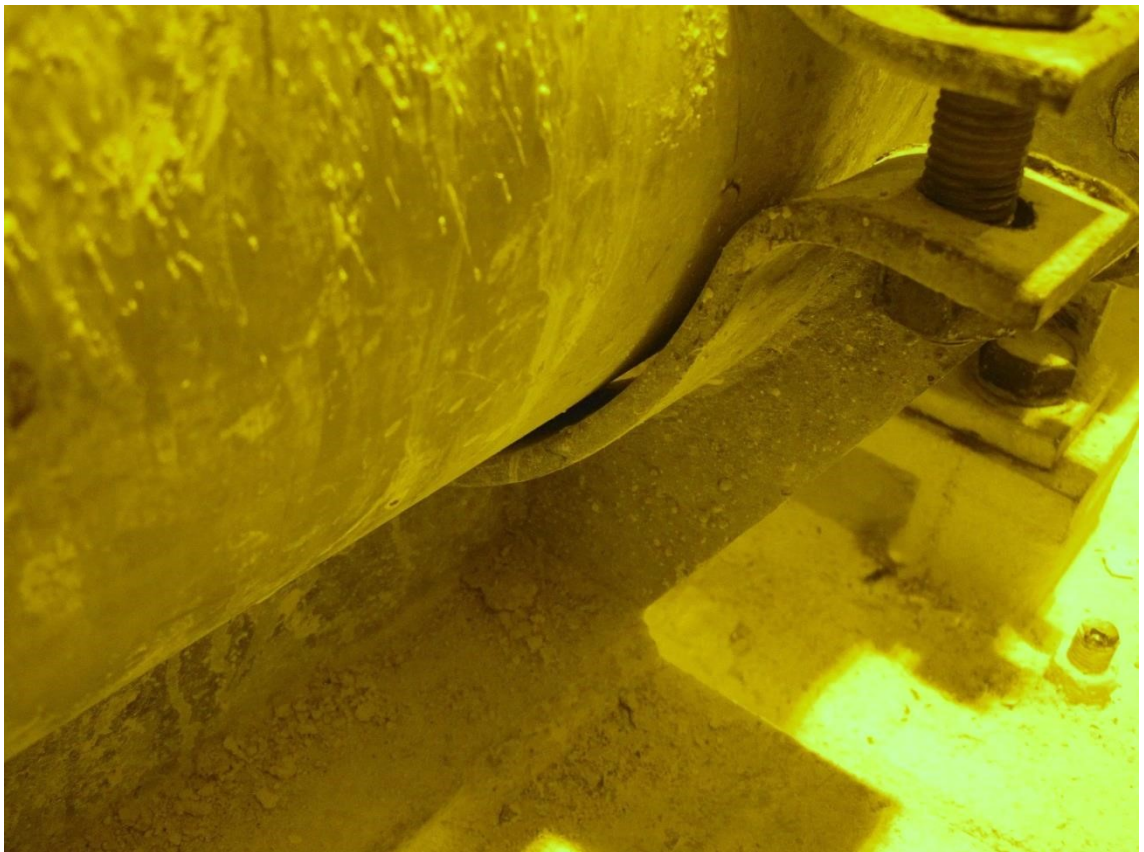
Pastan tiheys on noin  $1500 \text{ kg/m}^3$ . Pumppujen tuotto on 4 Hz pyörimistaajuudella noin  $49 \text{ dm}^3/\text{s}$  (Ruuskanen 1991 s. 48). Konekiertoputkisto koostuu pumpuilta tulevista 250 mm putkista, 300 mm kokoajaputkesta, sihtitasolla 200 mm jakoputkista ja 150 mm sihdeille johtavista putkista. Reynoldsin vakion maksimiarvo 795 saadaan kokoajaputkessa, kun dynaamisena viskositeettina käytetään esipastan 100 rpm viskositeettia taulukosta 2. Kun pastan viskositeetti kasvaa, Reynoldsin vakio pienenee. Virtaus on Reynoldsin luvun perusteella täysin laminaarista ja itse virtaus ei ole värähtelyn herätteenä.

Matan ja kiiltävän pastan pumppauksen välillä on suuri ero. Mattapastaa pumpattaessa värähtelytasot jäävät kaikissa mittauspisteessä PSK 5712 standardin määrittämän nopeuden huippuarvon 12 mm/s alapuolelle. Kiiltävällä pastalla värähtelyarvot nousevat jyrkästi ja ylittävät paikoitellen PSK 5712 standardin määrittämät arvot. Vaikka yhtälöiden 6-8 mukaan vuotovirtauksen tulisi pienentyä viskositeetin kasvaessa, näkyy liitteen 7 paineen aikatasosignaalisissa vuotovirtauksista johtuvia selviä paineen alenemisiä juuri kiiltävällä pastalla. Kiiltävällä pastalla paine on hieman suurempi suuremmista virtausvastuksista johtuen. Paine aiheuttaa pumpun roottorin ja staattorin välisen välyksen kasvua ja edelleen vuotovirtauksen kasvua. Suurin syy painemittauksissa ilmenevään äkilliseen paineen alenemiseen lienee suuremman viskositeetin aiheuttama pumpun kammion jääminen osittain tyhjäksi imupuolella ja kammion täyttyminen vaiheittain kammion avautuessa painepuolelle.

Konekiertoputkiston värähtelyyn kiiltävällä pintapastalla voidaan vaikuttaa pienentämällä kiiltävän pintapastan viskositeettia. Myös pumppujen pyörimistaajuuden pienentäminen pienentää värähtelyä. Kiiltävää pastaa pumpattaessa käytetään hieman korkeampia pyörimistaajuuksia tarvittavan tuoton saavuttamiseksi. Pumppujen

pyörimistaajuuksia voidaan pienentää vähentämällä pastan ohivirtautusta ennen päällystysasemaa. Ohivirtautus tulee kuitenkin tehdä siten, ettei se lisää ilman määrää päällystysasemalla. Myös pumppujen kunnolla on suuri merkitys sekä pumppujen pyörimistaajuuteen että herätteen suuruuteen. Kuluneen pumpun tuotto laskee huomattavasti ja vuotovirtaus aiheuttaa ylimääräistä paineen pulsaatiota.

Putkiston kannakoinnin toimivuuteen tulisi kiinnittää huomiota. Primäärikannakkeiden tulisi olla kontaktissa putkeen mahdollisimman pitkältä matkalta. Kuvassa 51 on esitetty erään kannakkeen kontaktin puuttumien. Kontaktipintaa voidaan kasvattaa käyttämällä esimerkiksi kumimattoa primäärikannakkeen ja putken välissä. Myös sekundäärikannakkeiden tulisi olla riittävän jäykkiä. Kuvassa 35 esitetty sekundäärikannakkeen vahvistus vähensi värähtelyä huomattavasti mittauspaikassa 1. Pumpulta 1 tulevan putken vaakatasossa tapahtunut värähtely aiheutti usein putkirikkoja keräysputken liitoksessa.



**Kuva 51** Primäärikannakkeen ja putken välinen kontakti puuttuu

## 8.2 Pumppujen kunnan määrittäminen

Paineenmittauksia voidaan soveltaa pumppujen kunnan määrittämiseen. Liitteen 8 asemalta 1 mitattujen paineiden avulla nähtiin selvästi, että pumppujen kunnossa oli eroja. Pumppu 1 on hyvässä kunnossa, sillä Fourier'n muunnoksessa ja paineen aikatasosignaalisissa näkyy selvästi pumpun pyörimistaajuuden toisen monikerran olevan hallitseva taajuus. Pumppu 2 alkaa olla kulunut ja Fourier'n muunnoksessa pyörimistaajuuden 2. ja 4. monikerta ovat yhtä suuret. Paineen aikatasosignaalisissa näkyy selvästi 4 kertaa kierroksessa tapahtuvaa pulseerausta. Pumppu 3 on hyvin kulunut verrattuna pumppuihin 1 ja 2. Fourier'n muunnoksen 4 monikerta on vallitseva ja paineen aikatasosignaalisissa näkyy erittäin voimakasta pulseerausta 4 kertaa yhden kierroksen aikana.

Pumpun kunnan arvioimiseen riittänee pumpun pyörimistaajuuksien 2. ja 4 monikertojen amplitudien suhde. Korkeampien taajuuksien piikit Fourier'n muunnoksessa osittain johtuvat Fourier'n muunnoksesta, koska muunnos olettaa värähtelyn koostuvan puhtaasti sinimuotoisista värähtelykomponenteista. Fourier'n muunnoksen taajuuksien vääristyminen on kuitenkin hyvin vähäistä, kuten liitteen 2 tapauksista voidaan nähdä. Esimerkiksi liitteen 4 Fourier'n muunnoksessa on selvästi havaittavissa pyörimistaajuuden monikertojen taajuuksilla piikkejä aina 20. monikerralle. Taulukossa 4 on esitetty liitteen 8 pumpulle lasketut pyörimistaajuuden 2. monikerran amplitudin suhde pyörimistaajuuden 4. monikerran amplitudiin. Hyväkuntoisella pumpulla amplitudien suhde on reilusti yli yhden. Kuluneella pumpulla 4. monikerta on hallitseva ja vuotovirtaukset vaikuttavat merkittävästi pumpun tuottoon.

**Taulukko 4** Aseman 1 pumppujen pyörimistaajuuden 2. ja 4.monikertojen amplitudien suhde

Pumppu 1	4,73
Pumppu 2	0,932
Pumppu 3	0,34

Pumpun paineen Fourier'n muunnoksen 2. ja 4. monikertojen amplitudien suhde riippuu pumpattavasta pastasta ja pyörimisnopeudesta. Liitteiden 3-6 Fourier'n muunnoksista

lasketut 2. ja 4. monikertojen amplitudien suhteet on esitetty taulukossa 5. Toisen ja neljännen mittauksen aikana pumppujen pyörimistaajuus oli sama, mutta amplitudien suhteet eroavat suuresti.

**Taulukko 5** Mittauksista 1 – 4 lasketut 2. ja 4. monikerran amplitudien suhteet

Mittaus 1	14,25
Mittaus 2	2,1
Mittaus 3	5,9
Mittaus 4	7,26

Amplitudien suhdelukua voidaan käyttää aseman huonokuntoisimman pumpun määrittämiseen. Tuloksissa on kuitenkin otettava huomioon 1 ja 2 pumpun sama pyörimistaajuus, joka aiheuttaa toisen samalla taajuudella pyörivän pumpun taajuuskomponenttien näkymisen Fourier'n muunnoksessa. Pumpun kunnon edistymistä on vaikea seurata, ellei mittauksessa käytetä vakio-olosuhteita.



## 9 YHTEENVETO

Tämän diplomityön tarkoituksena on selvittää PPK6 konekiertoputkistovärähtelyn syitä ja pyrkiä löytämään keino hallita putkistovärähtelyä. Värähtely aiheuttaa kannakkeissa ja putkistossa rikkoja, jotka aiheuttavat tuotantoon katkoksia.

Putkistovärähtelyn herätteenä toimii epäkeskoruuvipumpuilta tuleva pulseeraava paine. Pulseeraus kytkeytyy putkistoon putkikäyrien, putkiston supistusten ja putkihaarojen kautta. Pulseeraus voimistuu pumppujen kulumisen ja pastan viskositeetin kasvun myötä.

Putkistovärähtely saatiin hallintaan lisäämällä kannakointia ja jäykistämällä olemassa olevia kannakkeita. Tärkeää on myös kiinnittää huomiota primäärikannakkeiden ja putken kontaktin riittävyteen. Mattaa pintapastaa applikoidessa putkistovärähtelyt jäivät putkistokannakemuutoksilla erittäin matalalle tasolle. Kiiltävä pintapasta aiheuttaa voimakkaampaa värähtelyä, mutta värähtely on siirtynyt aikaisemmin vaurioalttiin keräysputken lähistöltä lähemmäs pumppua, missä ongelmia ei ole ollut ja putkistossa on vähemmän massakeskittymiä.

Painemittausten yhteydessä selvisi mahdollisuus käyttää painemittausta pumpun kunnan arvioimiseen. Perinteisillä 1:2 geometrisillä epäkeskoruuvipumpuilla painepulsaation taajuus on kaksi kertaa pyörimistaajuus. Pumpun kuluessa erityisesti pyörimistaajuuden neljännellä monikerralla tapahtuva pulseeraus voimistuu. Pulseerausta tapahtuu kuitenkin pyörimistaajuuden parillisilla monikerroilla aina 20. monikerralle asti.

Konekiertoputkiston värähtelyn hallinnan tutkimista voisi jatkaa pastareseptin sekä ohivirtautuksen suhteen. Kiiltävän pastan reseptiä muuttamalla voitaisiin pienentää pastan viskositeettia ja vähentää konekiertoputkistossa tapahtuvaa värähtelyä. Ohivirtautuksessa käytetään samaa asetusta sekä kiiltävällä että matalla pintapastalla. Kiiltävän pastan suurempi viskositeetti aiheuttaa suurempia virtausvastuksia ja –häviöitä ja siten suuremman pumppujen pyörimistaajuuden.

## 10 LÄHDELUETTELO

Airila M, Ekman K, Hautala P, Kivioja S, Kleimola M, Martikka H, Miettinen J, Niemi E, Ranta A, Rinkinen J, Salonen P, Verho A, Vilenius M & Välimaa V (2009) Koneenosien suunnittelu. 4.-5. Painos. Helsinki: WSOYpro Oy,

Barutzki F, Gurr-Beyer C, Hinz G, Kerkhof K & Schwenkkros J.(2013) Identification and Reduction of Piping-Vibrations under Different Conditions.

Blake R E (2002) Basic Vibration Theory. Harris C M & Piersol A G (toim) Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 Painos. New York: McGraw-Hill. 6.1-6.42

Blevins R D (2002) Vibration of Structures Induced by Fluid Flow. Harris C M & Piersol A G (toim) Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 Painos. New York: McGraw-Hill. 29.1-29.20

Brock J E (1949) A Note on the Damped Vibration Absorber. Journal of Applied Mechanics 13:4 A284

Çengel Y A & Cimbala J M (2006) Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications. 1. Painos. New York: The McGraw-Hill Companies.

Cook R D, Malkus D S, Plesha M E & Witt R J (2001) Concepts and Applications of Finite Element Analysis. 4. Painos, USA: John Wiley & Sons. Inc.

Cuming H G (1955) The Secondary Flow in Curved Pipes. Aeronautical Research Council Reports and Memoranda. No.2880.

De Weck O, Kim I Y (2004) Finite Element Method. [http://web.mit.edu/16.810/www/16.810\\_L4\\_CAE.pdf](http://web.mit.edu/16.810/www/16.810_L4_CAE.pdf) [20.11.2015].

Dillon M & Vüllings K (1996) Applying the NPSHR Standard to Progressive Cavity Pumps. Pumps and Systems. June.

Gamboa J, Olivet A, Iglesias J. & Gonzalez P. (2002). Understanding the performance of a progressive cavity pump with a metallic stator. In Proceedings of the 20th International Pump Users Symposium.

Haberman C M (1968) Vibration Analysis. Ohio: Charles E. Merrill Publishing Company

Huskey C (2013) , SARBS of CWEA, Presentations & Documents Database, Maintenance And Troubleshooting Of Progressive Cavity Pumps. [http://sarbsofcwea.com/download/pdc-treatmentandmaintenance/Huskey\\_Maintenance%20and%20Troubleshooting%20of%20Progressive%20Cavity%20Pumps\(2\).pdf](http://sarbsofcwea.com/download/pdc-treatmentandmaintenance/Huskey_Maintenance%20and%20Troubleshooting%20of%20Progressive%20Cavity%20Pumps(2).pdf). [6.7.2015]

Ikonen K (1985) Paineuormitukset Putkistoissa. Rakenteiden Mekaniikka. 20(4): 43-56

Karassik I J, Messina J P, Cooper P & Heald C C (2001) Pump Handbook. 3. Painos. New York: McGraw-Hill

Karvinen T (2007) Pulsation analysis of paper machine approach flow system. Tampere: Tampereen teknillinen yliopisto.

Kautto J (2011) Paineet hallintaan Promaint 25(7): 34-37.

Lagace P A (2001) Unit 22, Vibration of Multi Degree-of-Freedom Systems, Lecture Notes <http://ocw.mit.edu/courses/aeronautics-and-astronautics/16-20-structural-mechanics-fall-2002/lecture-notes/unit22.pdf> [21.7.2015].

Lewis F M (1955) The extended theory of the viscous vibration damper. Journal of Applied Mechanics 22:3 377-382.

Linnonmaa J & Trefz M (2000) Pigment coating techniques. Lehtinen E (toim.) Pigment Coating and Surface Sizing of Paper. Helsinki, Fapet Oy: 414-484.

Massey (2006) Mechanics of Fluids. 8. Painos New York: Taylor & Francis

Meinhardt D, Dressen O & Dalmer F (2008) Increase of the Structural Damping due to the Application of Tuned Mass Dampers TMD Subject to the Footbridge Construction. Third International Conference, Footbridge

Missal R (2000) Ursachen, Beurteilung und Reduzierung von Rohrleitungsschwingungen. Kötter consulting engineers, Publikationen, Vorträge [http://www.koetter-consulting.com/coRED/\\_data/2000\\_06\\_Ursachen\\_Beurteilungen.pdf](http://www.koetter-consulting.com/coRED/_data/2000_06_Ursachen_Beurteilungen.pdf) [9.7.2015].

Mäkinen M (2000) Coating color preparation. Lehtinen E (toim.) Pigment Coating and Surface Sizing of Paper. Helsinki, Fapet Oy: 319-387.

Nesbitt B (2006) Handbook of Pumps and Pumping. 1. Painos. Amsterdam: Elsevier.

Netzsch (2015) Products & Solutions, NEMO® Progressing Cavity Pumps, Geometries. <https://pumps.netzsch.com/en/products-solutions/nemo-progressing-cavity-pumps/627/> [20.10.2015].

Olesen H P (1972) Detection of pressure variations in thin walled tubes by vibration measurements. Pipe Brüel & Kjær Application notes: Vibration and Pressure Detection: 3-9

PSK 5712 (2013) Kunnonvalvonta. Putkistovärähtelyn hallinta ja mittaus. PSK Standardisointiyhdistys ry: 8

Pulkkinen J (2001) OptiCoat Jet kirja PPK6.Oulu: Stora Enso Oyj

Reed F E (2002) Dynamic Vibration Absorbers and Auxiliary Mass Dampers. Harris C M & Piersol A G (toim) Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 Painos. New York: McGraw-Hill. 29.1-29.20

Roper J (2000) Rheology of pigment slurries and coating formulations. Lehtinen E (toim,) Pigment Coating and Surface Sizing of Paper. Helsinki, Fapet Oy: 634-675.

Ruuskanen E (1990) Konekierron tekninen erittely 89064.7. Pastakeittiö, Konekierrot, Pintaliimajärjestelmät. Jylhäraisio Oy

Schiavello B, Angle T L, Roudnev A S , Shaw J G, Whitmire K, Taylor C W, Versaw W F & Chacchia D W (1997) Tutorial on Special Purpose Pumps-Pitot; Progressing Cavity; Air Operated Diaphragm; And Hydraulically Actuated Diaphragm. Proceedings of the 14th International Pump Users Symposium, Texas A&M University systems.

Smith D J (2009) Pumps & Systems, Progressive Cavity Pump Stators <http://www.pumpsandsystems.com/topics/pumps/progressing-cavity/progressive-cavity-pump-stators> [20.10.2015].

Smith S W (1999) Digital Signal Processing: A Practical Guide for Engineers and Scientists. 2. Painos. San Diego: California Technical Pub.

Sokka T (2009) Päällystyksen Kemiaa BJ60A0600. Stora Enso Oyj Consumer Boards.

Wachel J C & Tison J D (1994) Vibrations in Reciprocating Machinery and Piping. 23<sup>rd</sup> Turbomachinery Symposium. s. 242-272.

Wachel J C (1981) Piping Vibration and Stress. Proceedings of the Machinery Vibration Monitoring and Analysis. Vibration Institute.

Wachel J C, Morton S J & Atkins K E. (1990) Piping Vibration Analysis. 19<sup>th</sup> Turbomachinery Symposium: Texas A&M University.

Wachel J C & Smith D R (1991) Vibration Troubleshooting of Existing Piping Systems. Engineering Dynamics Inc. Seminar Presentation

Wenzel H, (toim) Industrial Safety and Life Cycle Engineering. Chapter 8. Wien: VCE Vienna Consulting Engineers ZT GmbH

Vetter G & Wirth W (1995) Understanding Progressive Cavity Pumps Characteristics and Avoid Abrasive Wear. Proceedings of the International Pump Users Symposium, Texas A&M University systems.

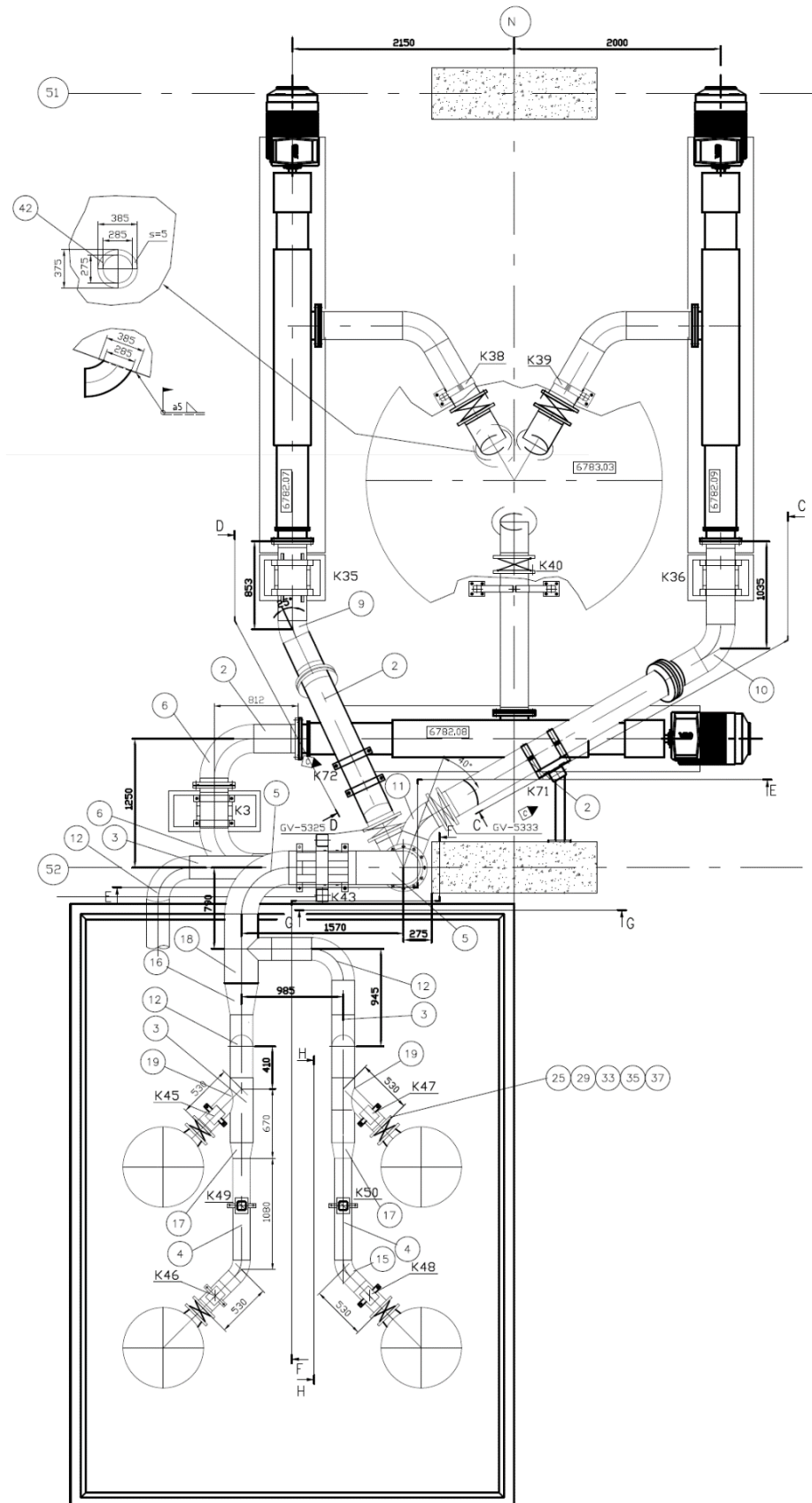
White F M (2002) Fluid Mechanics. 4. Painos. New York: McGraw-Hill

Yliherva E (1995) Päälystyskoneen pastanpumpppauksen kunnonvalvonta. Oulun yliopisto, Konetekniikan osasto.

# LIITTEET

- Liite 1 Konekiertoputkiston piirustus pumpuilta painesihdeille
- Liite 2 Aikatasosignaalien Fourier'n muunnokset
- Liite 3(2) Painemittaukset 1
- Liite 4(2) Painemittaukset 2
- Liite 5(2) Painemittaukset 3
- Liite 6(2) Painemittaukset 4
- Liite 7 Painemittausten 2 ja 4 yhden kierroksen aikatasosignaali
- Liite 8(5) Painemittaukset ja niiden Fourier'n muunnokset asemalta 1

## Konekiertoputkiston piirustus pumpuilta painesihdeille

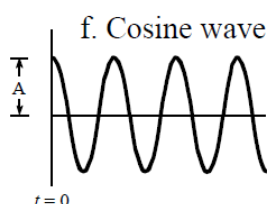
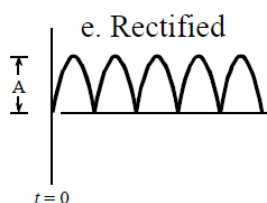
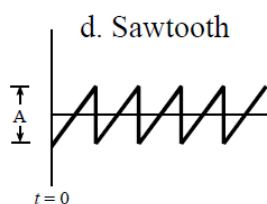
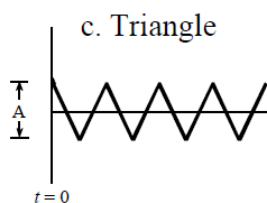
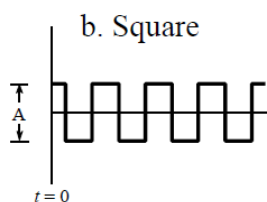
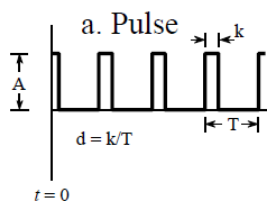


Konekiertoputkiston piirustus pumpuilta painesihdeille

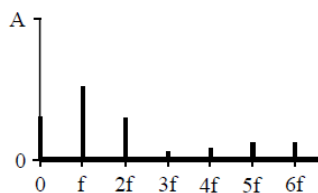


## Aikatasosignaalien Fourier'n muunnokset

### Time Domain



### Frequency Domain

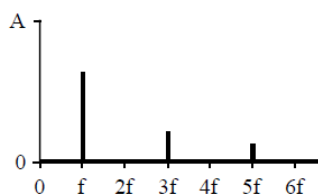


$$a_0 = A d$$

$$a_n = \frac{2A}{n\pi} \sin(n\pi d)$$

$$b_n = 0$$

( $d = 0.27$  in this example)

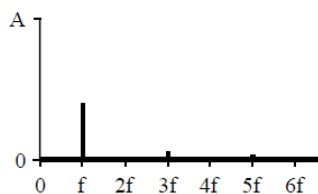


$$a_0 = 0$$

$$a_n = \frac{2A}{n\pi} \sin\left(\frac{n\pi}{2}\right)$$

$$b_n = 0$$

(all even harmonics are zero)

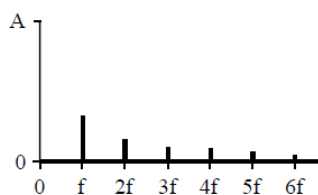


$$a_0 = 0$$

$$a_n = \frac{4A}{(n\pi)^2}$$

$$b_n = 0$$

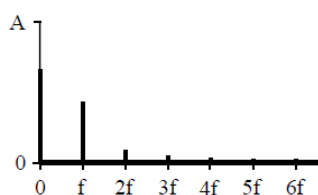
(all even harmonics are zero)



$$a_0 = 0$$

$$a_n = 0$$

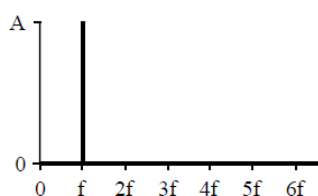
$$b_n = \frac{A}{n\pi}$$



$$a_0 = 2A/\pi$$

$$a_n = \frac{-4A}{\pi(4n^2 - 1)}$$

$$b_n = 0$$

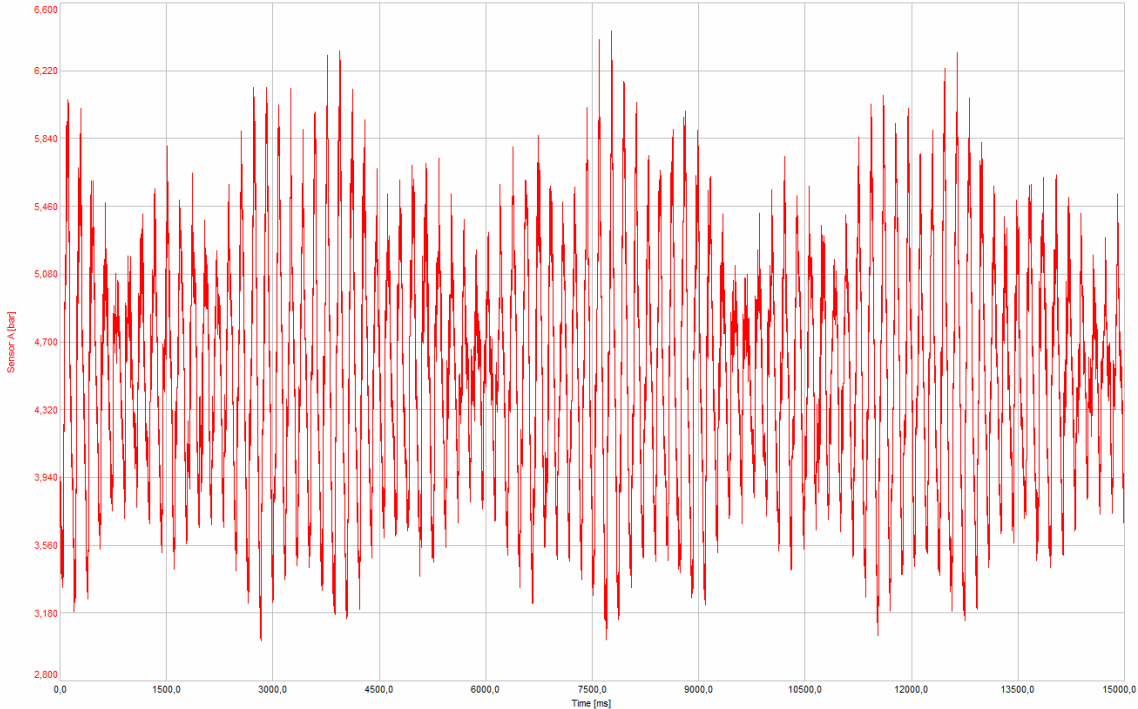


$$a_1 = A$$

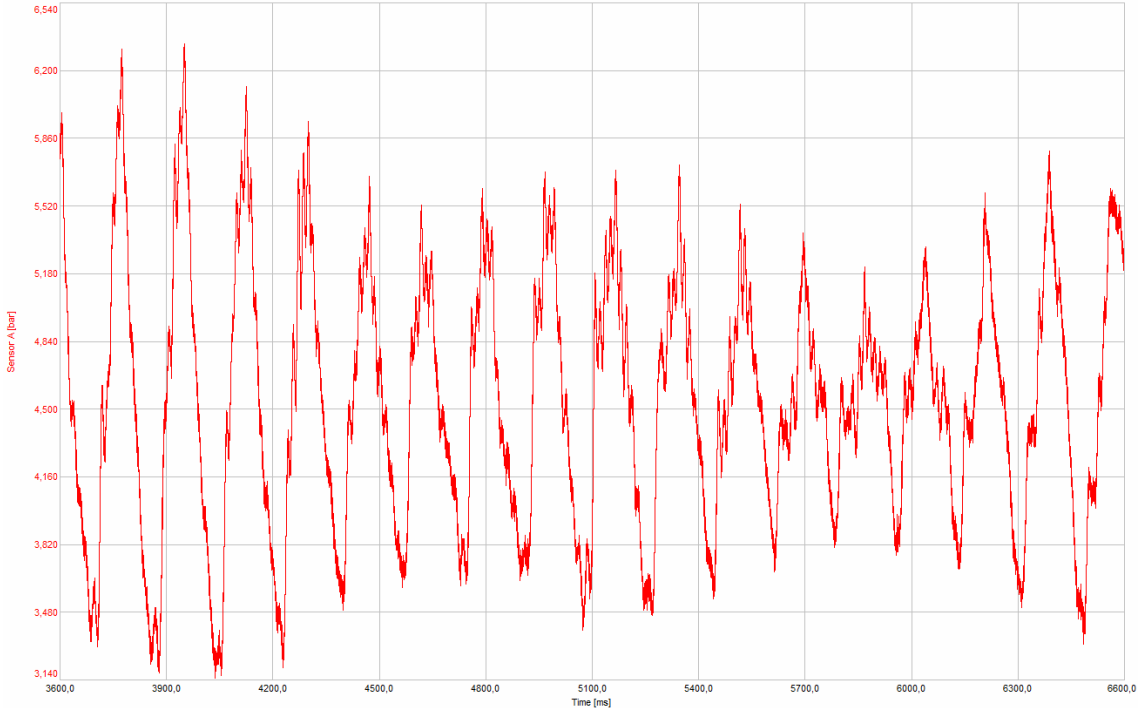
(all other coefficients are zero)

Erimuotoisten aikatasosignaalien Fourier'n muunnokset. Kertoimet  $a_0$ ,  $a_n$  ja  $b_n$  kertovat kunkin spektrin taajuuden komponentin muodon sijoitettaessa yhtälöön  $x(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos(2\pi f t n) + \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin(2\pi f t n)$ . (Smith 1999).

# Painemittaukset 1

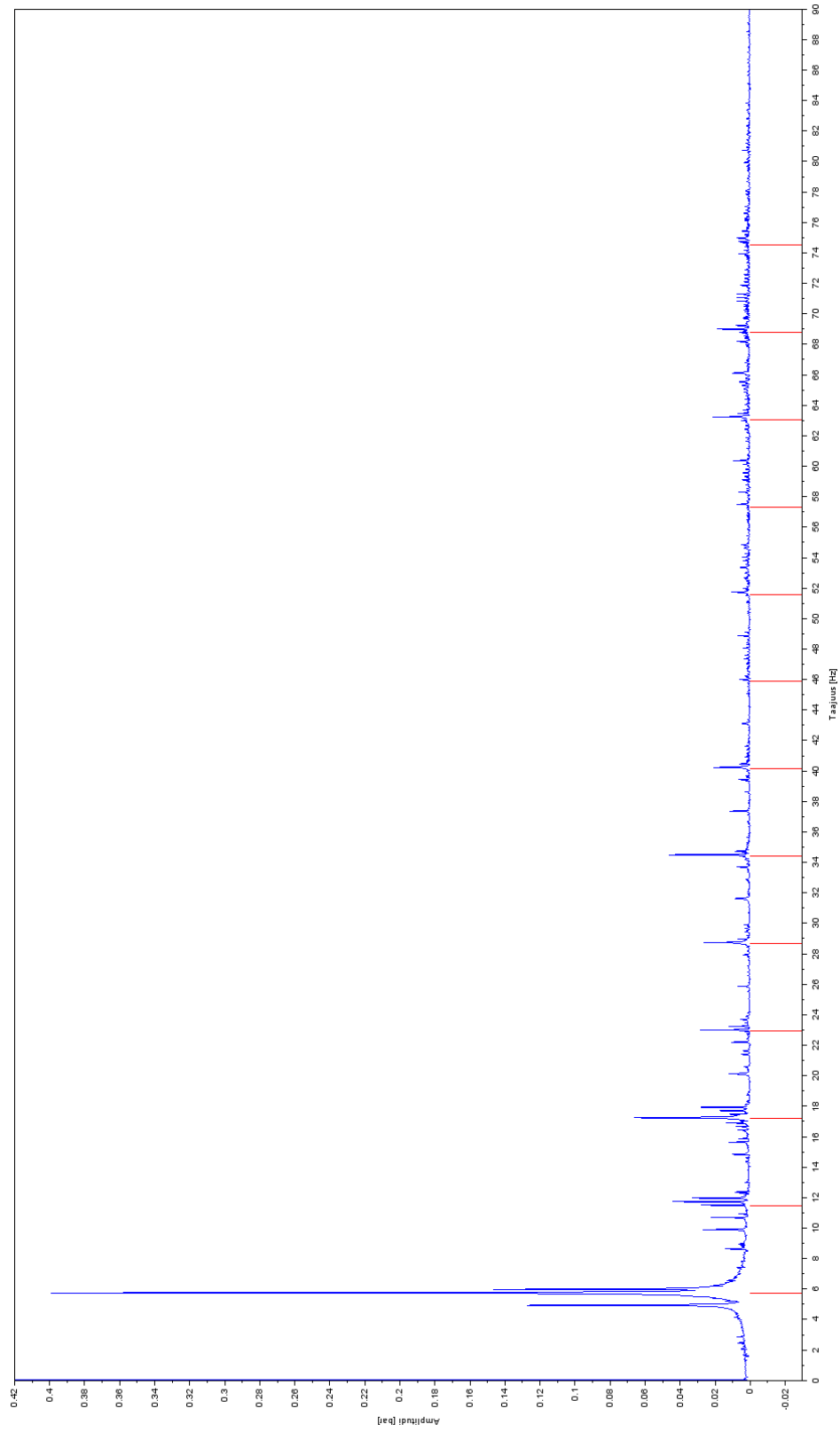


1. painemittauksen aikatasosignaali 15 sekunnin ajalta



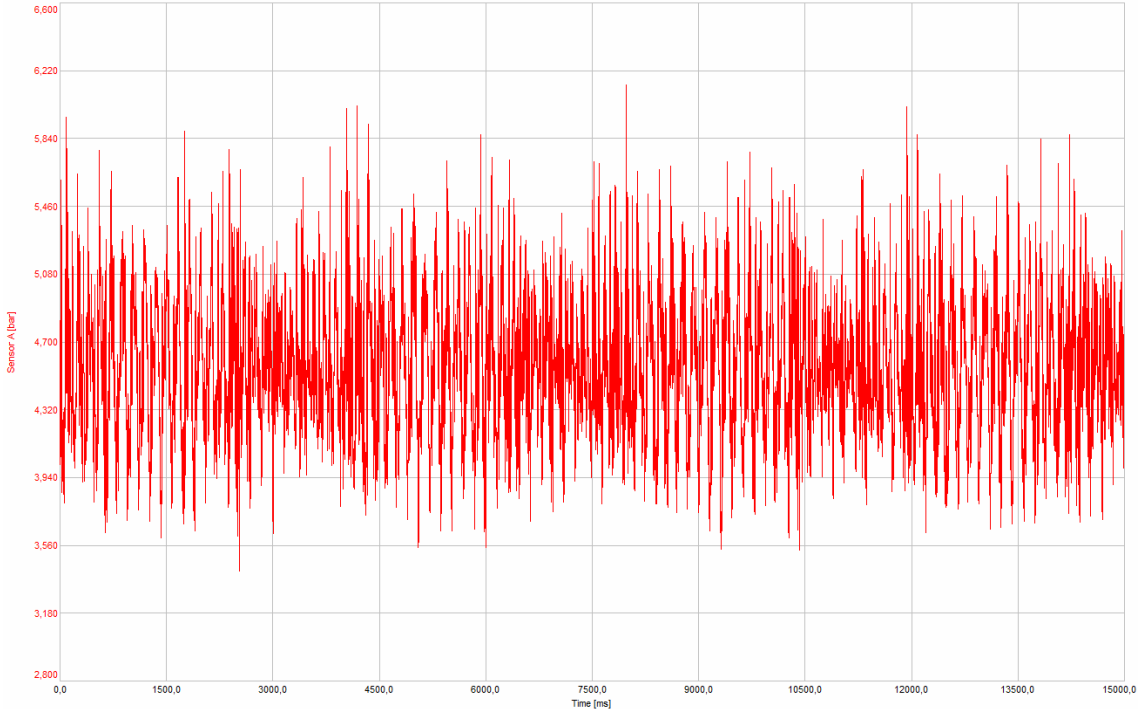
1. painemittauksen aikatasosignaali 3 sekunnin ajalta

# Painemittaukset 1

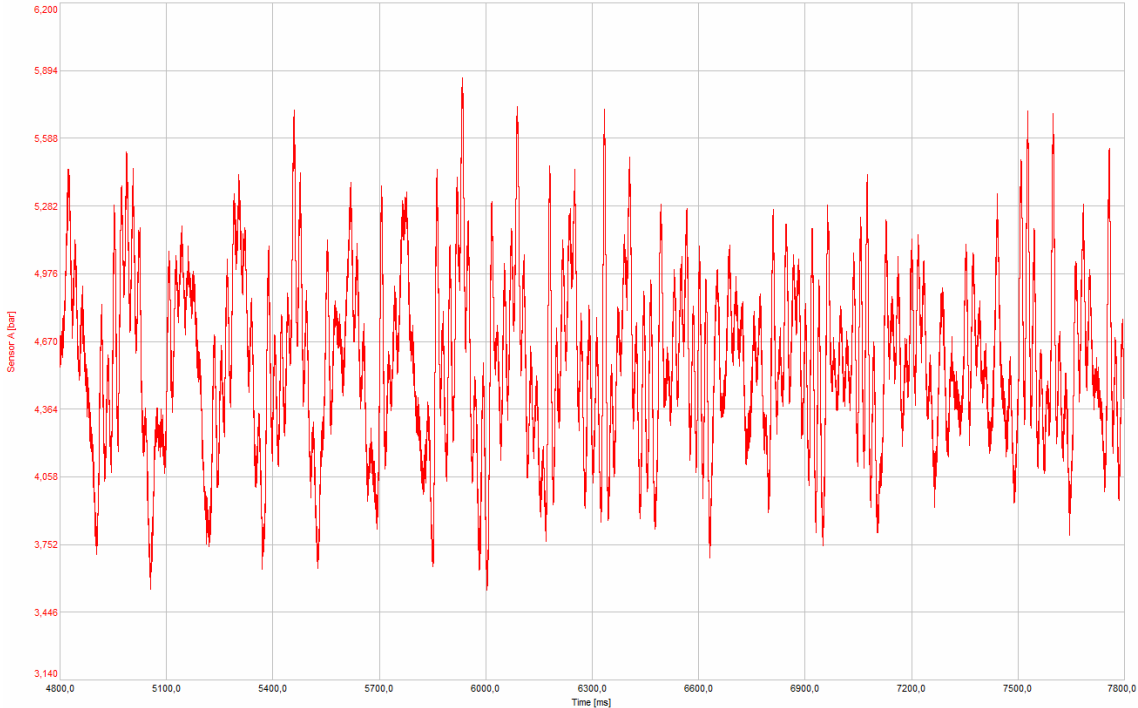


1. painemittauksen Fourier'n muunnos

## Painemittaukset 2

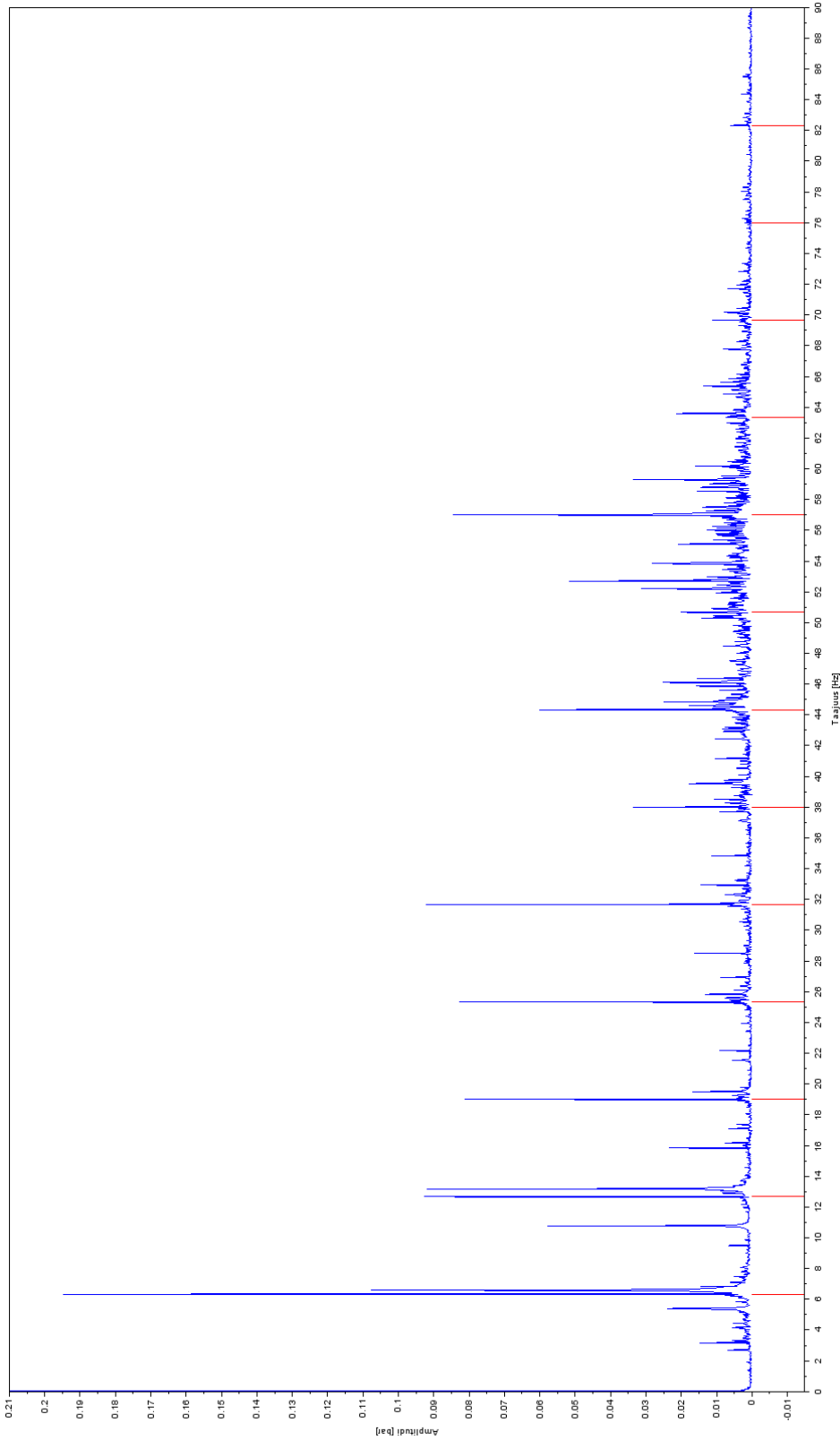


### 2. painemittauksen aikatasosignaali 15 sekunnin ajalta



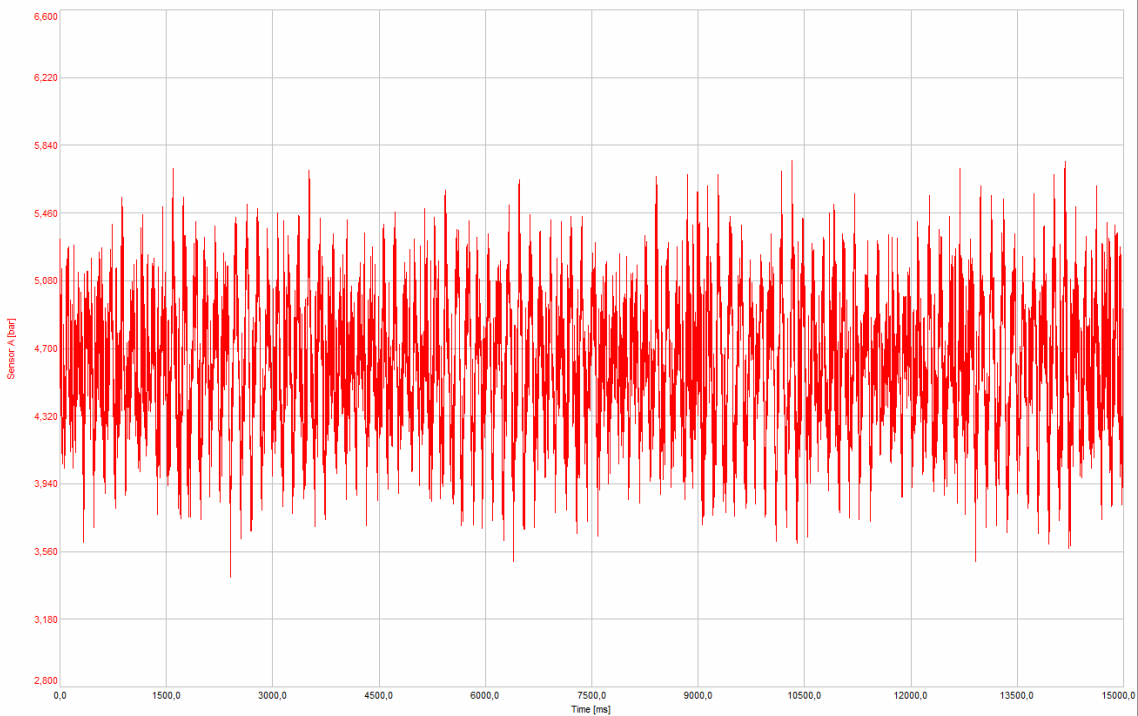
### 2. painemittauksen aikatasosignaali 3 sekunnin ajalta

### Painemittaukset 2

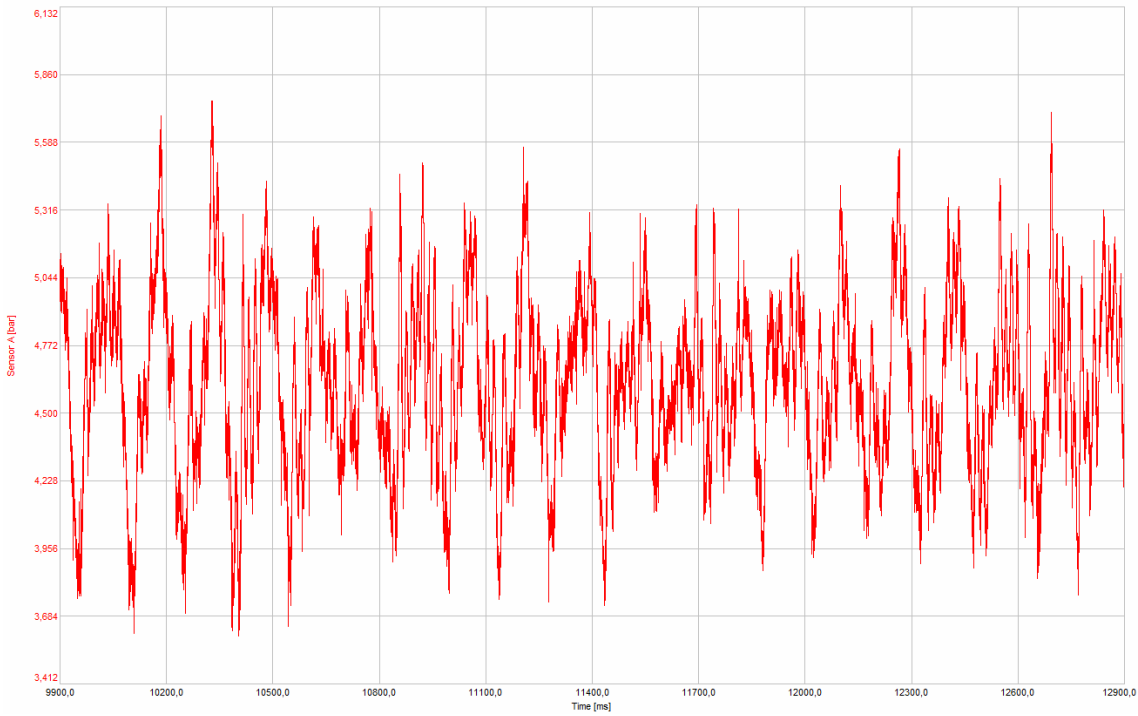


2. painemittauksen Fourier'n muunnos

### Painemittaukset 3

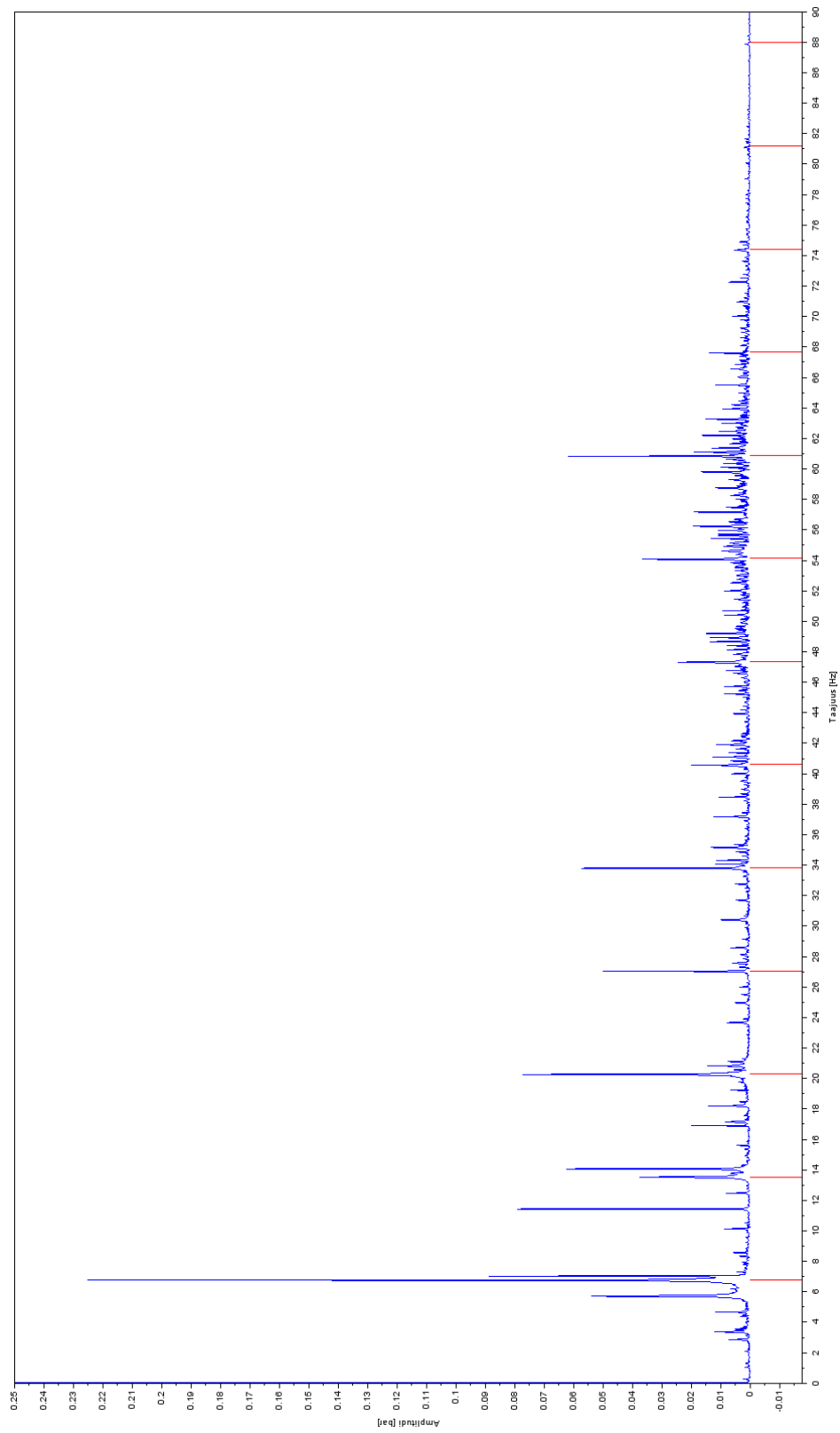


### 3. painemittauksen aikatasosignaali 15 sekunnin ajalta



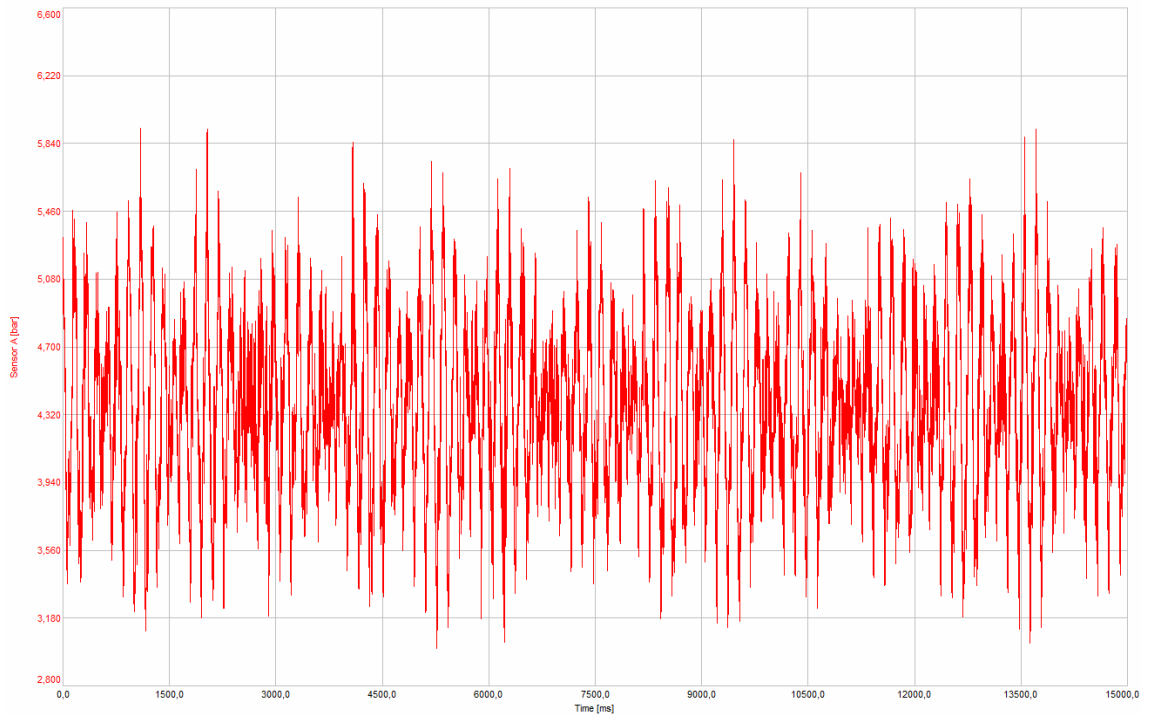
### 3. painemittauksen aikatasosignaali 3 sekunnin ajalta

### Painemittaukset 3

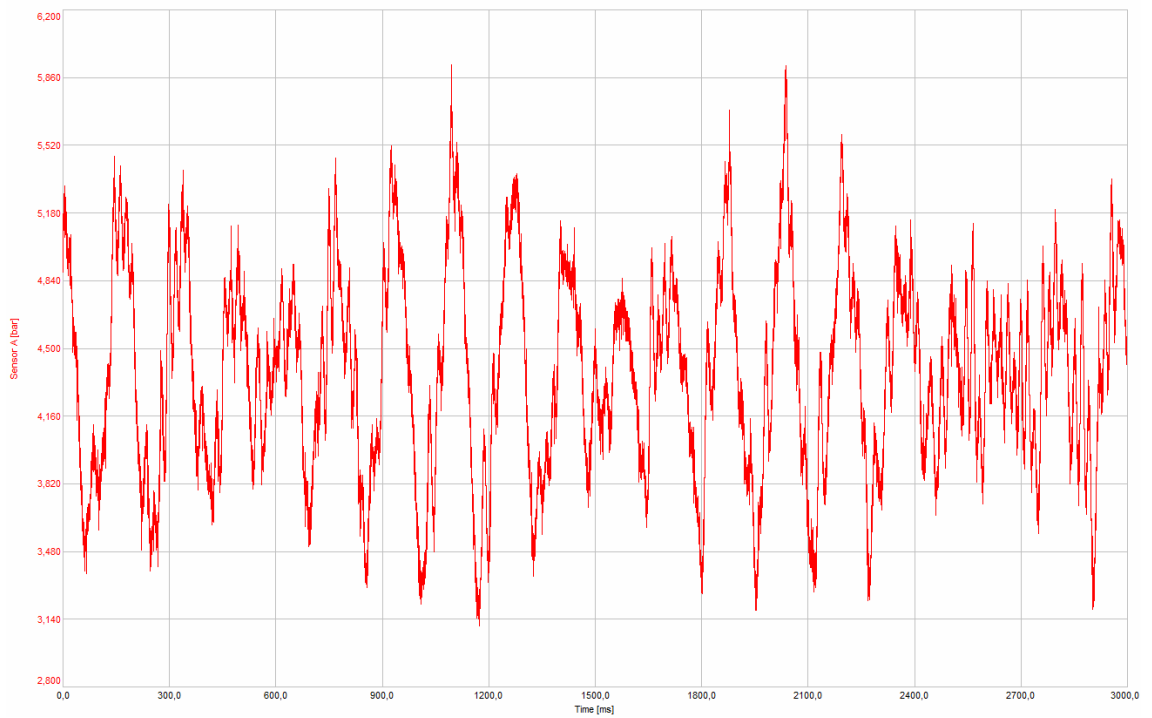


### 3. painemittauksen Fourier'n muunnos

## Painemittaukset 4



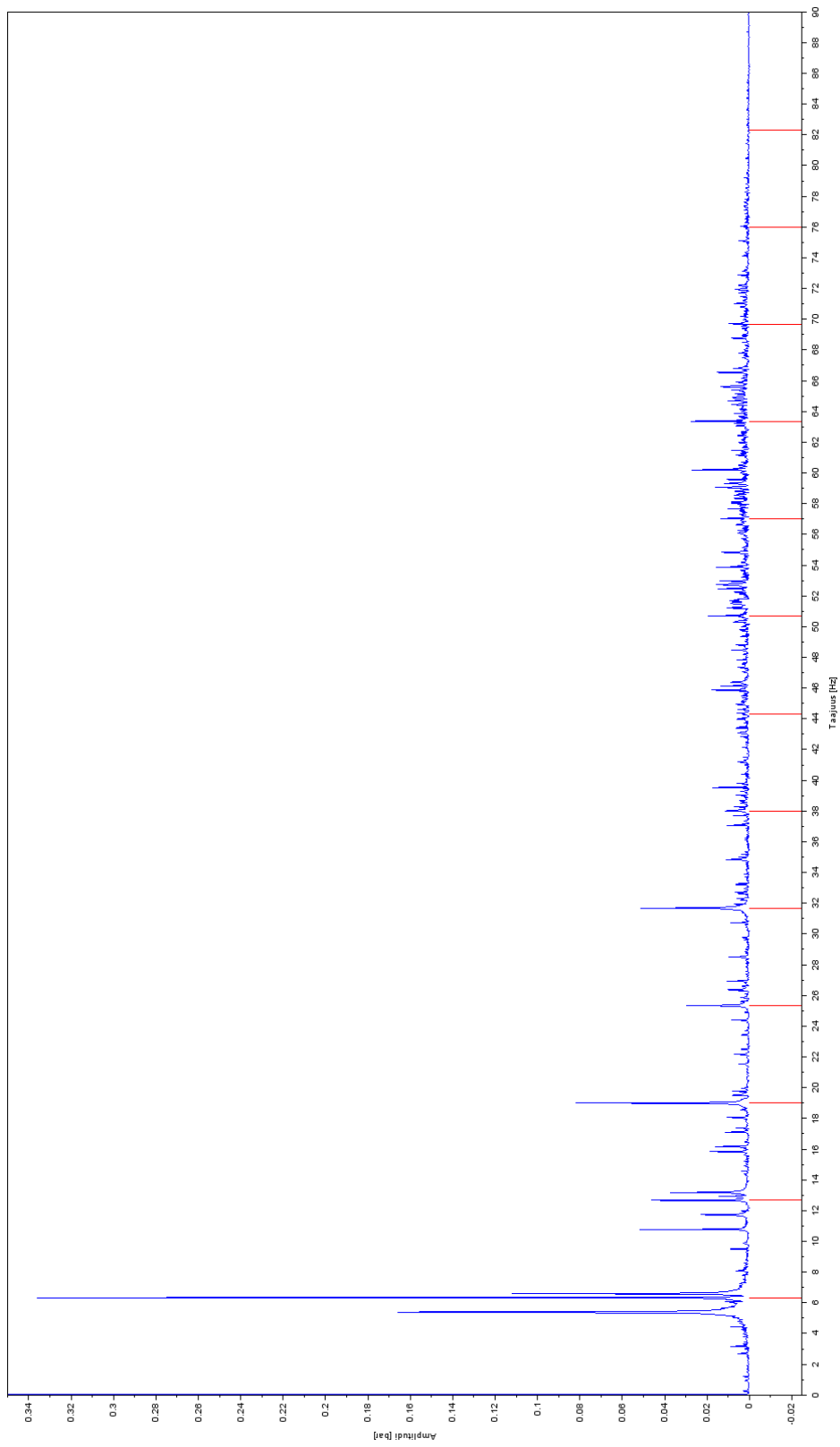
### 4. painemittauksen aikatasosignaali 15 sekunnin ajalta



### 4. painemittauksen aikatasosignaali 3 sekunnin ajalta

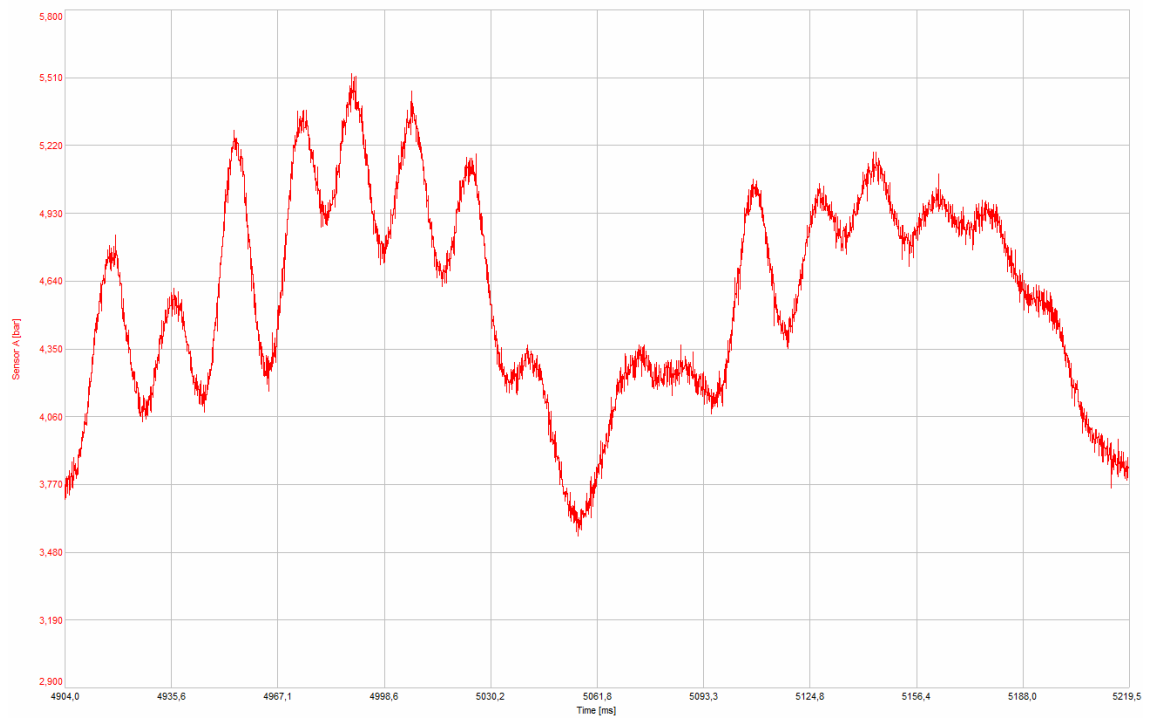


## Painemittaukset 4

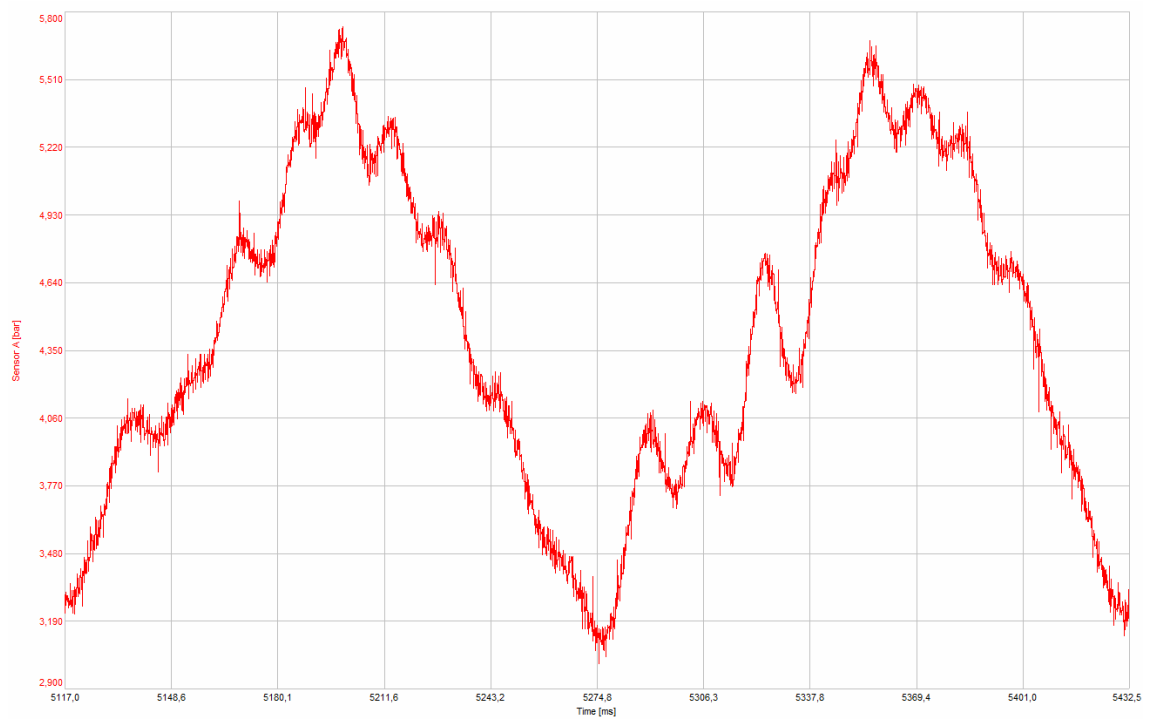


### 4. painemittauksen Fourier'n muunnos

## Painemittausten 2 ja 4 yhden kierroksen aikatasosignaali

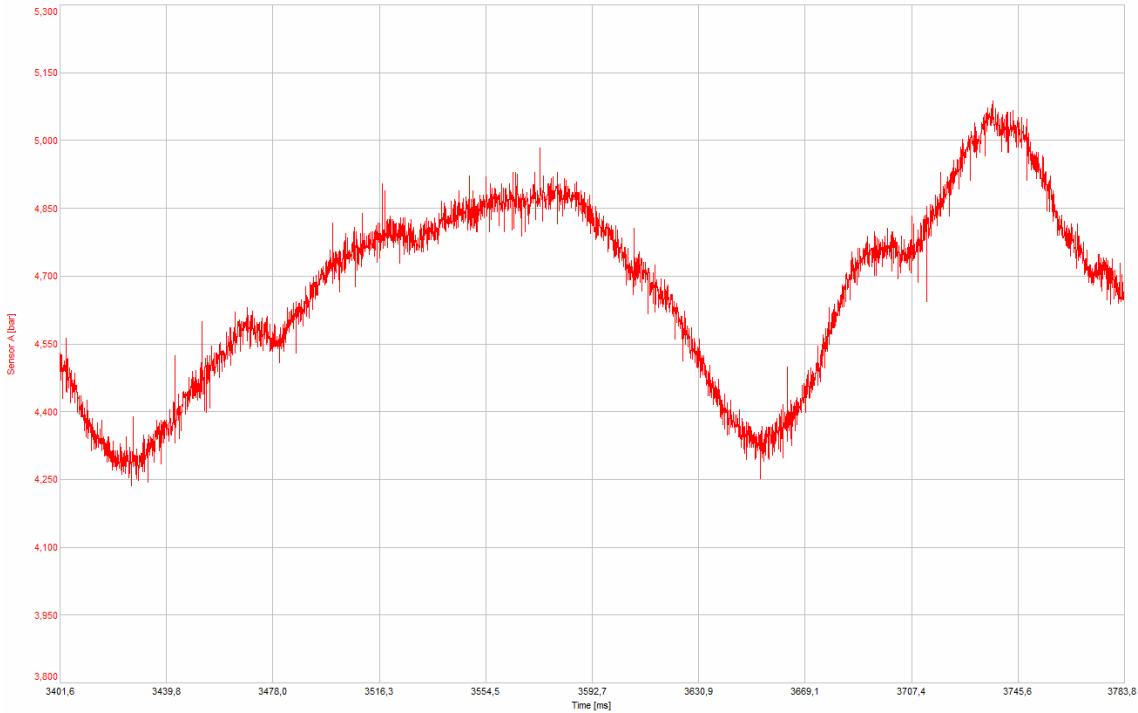


## Paineenmittaus yhden pumpun kierroksen ajalta 2. mittauksesta

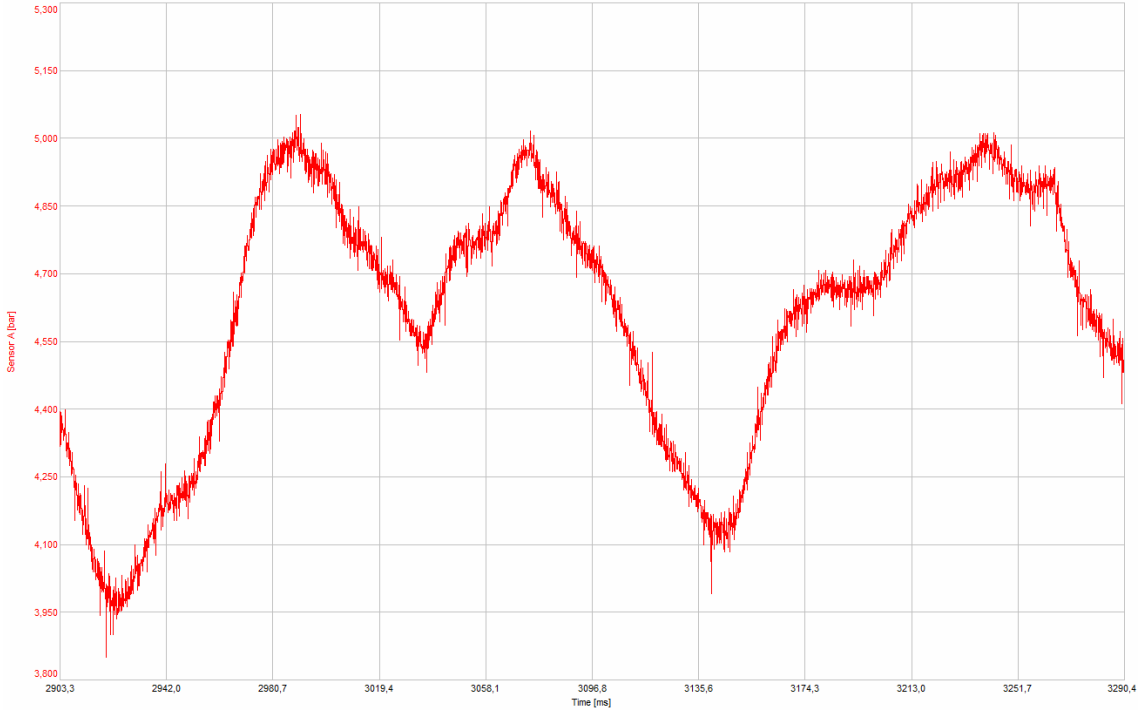


## Paineenmittaus yhden pumpun kierroksen ajalta 4. mittauksesta

### Painemittaukset asemalta 1

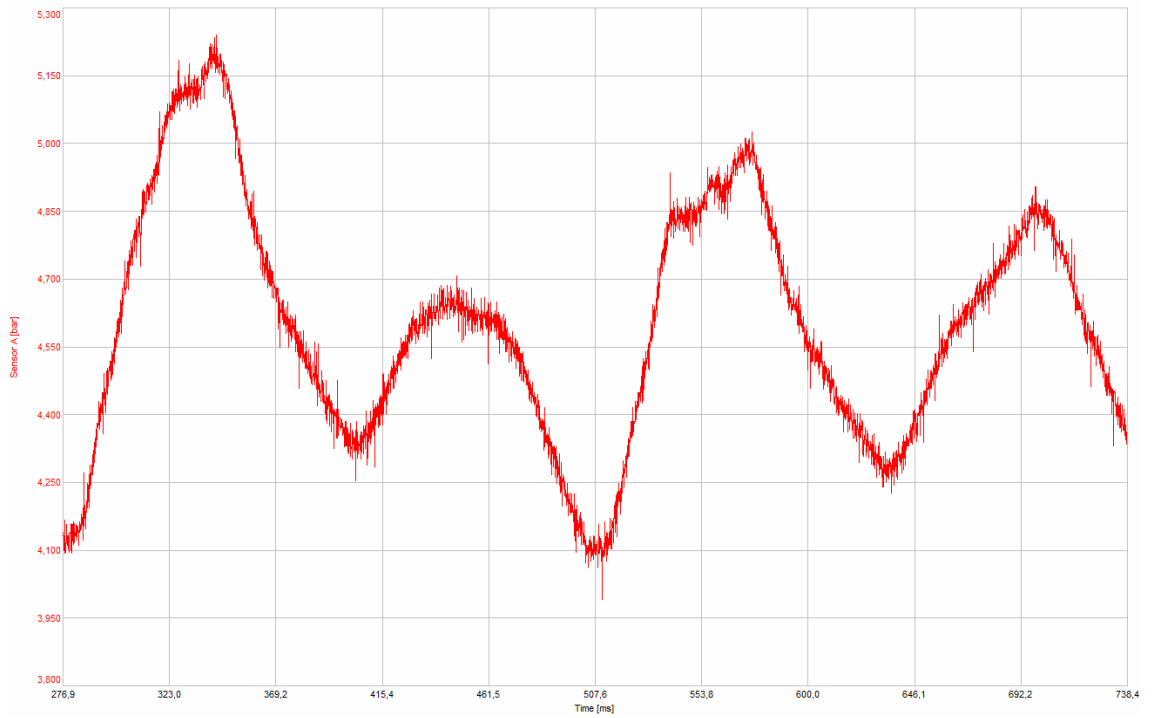


### Ensimmäisen aseman pumpun 1 yhden kierroksen aikatasosignaali

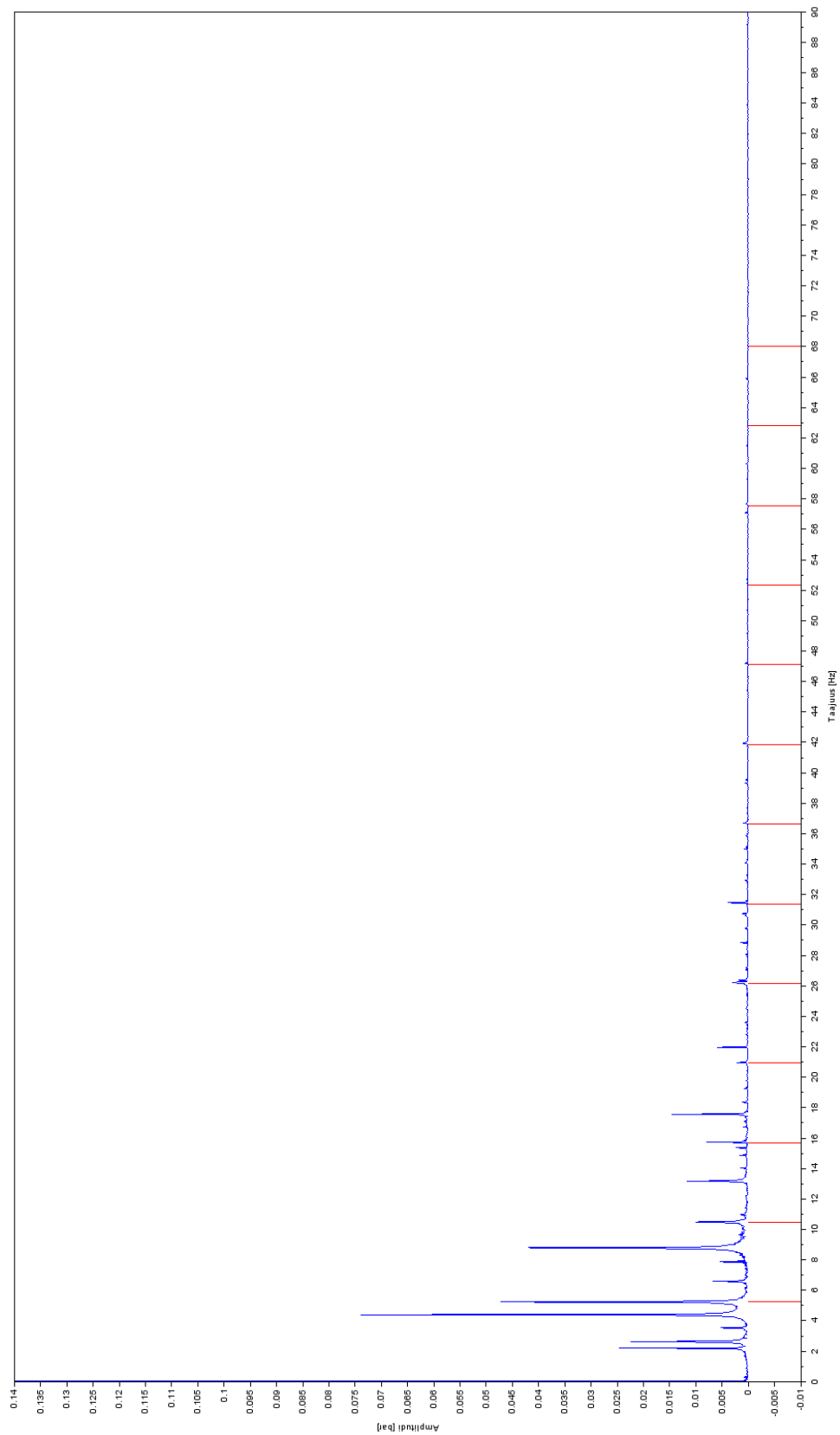


### Ensimmäisen aseman pumpun 2 yhden kierroksen aikatasosignaali

## Painemittaukset asemalta 1

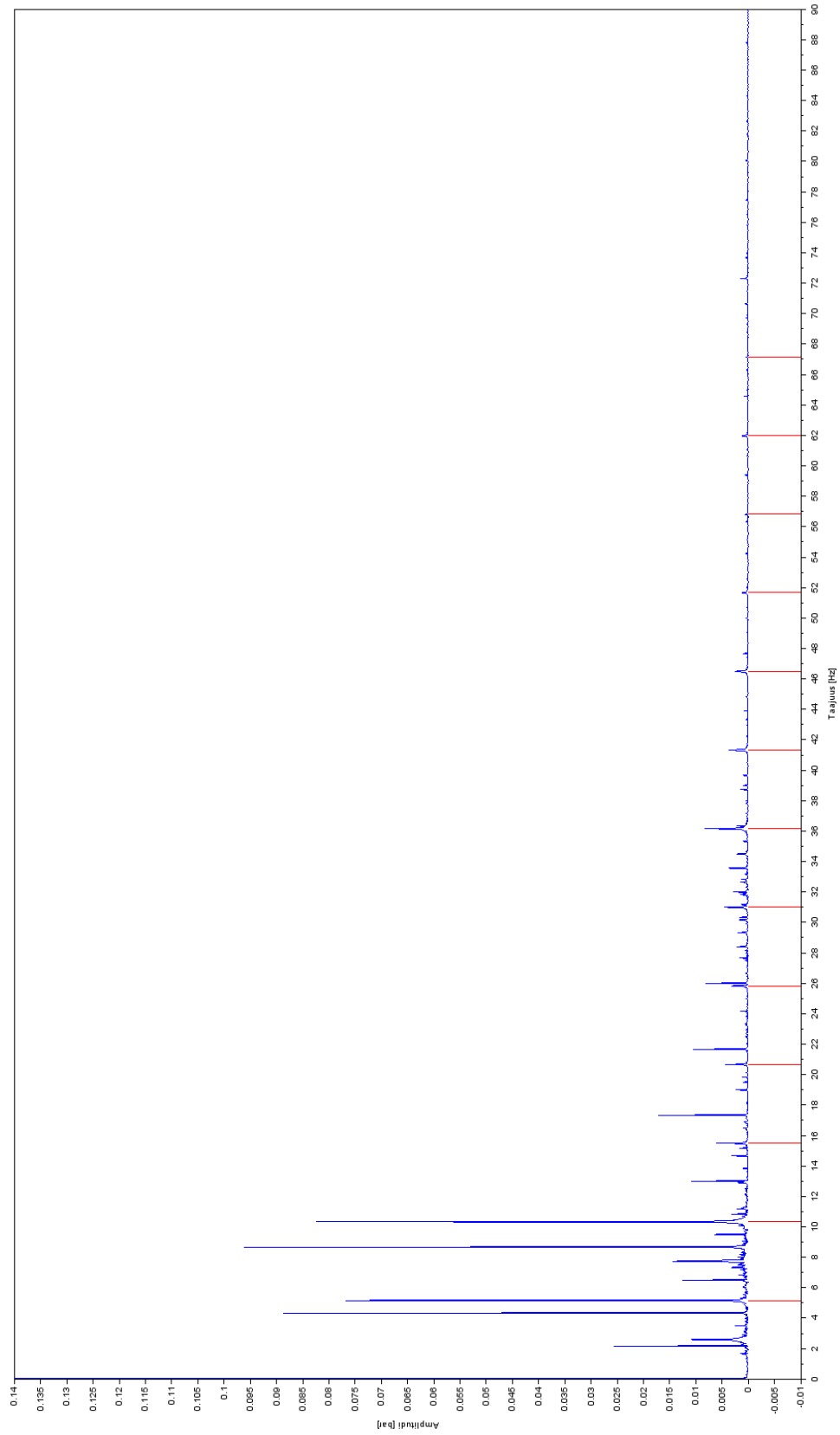


Ensimmäisen aseman pumpun 3 yhden kierroksen aikatasosignaali

**Painemittaukset asemalta 1**

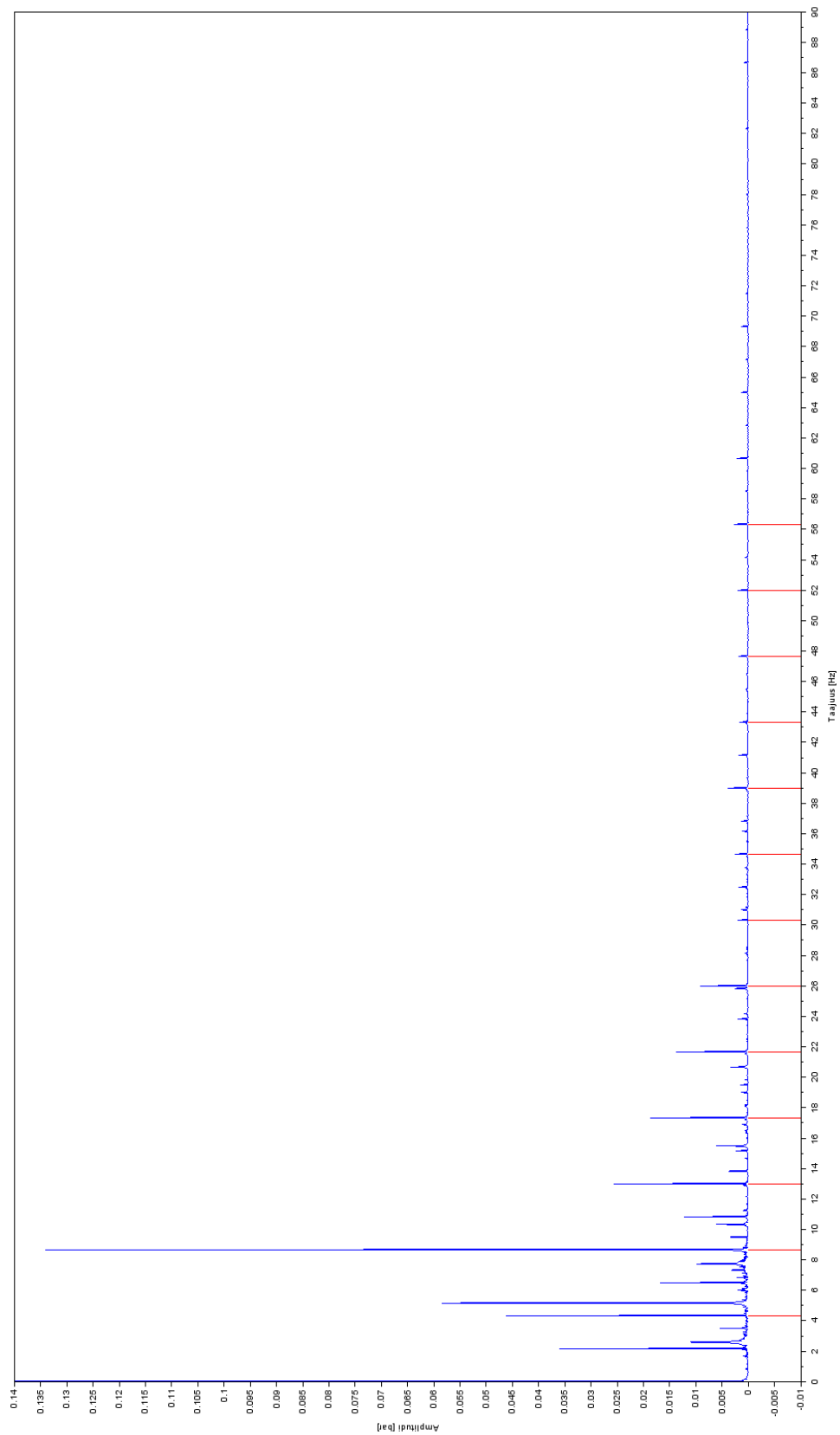
Aseman 1 pumpun 1 painemittauksen Fourier'n muunnos

### Painemittaukset asemalta 1



Aseman 1 pumpun 2 painemittauksen Fourier'n muunnos

## Painemittaukset asemalta 1



Aseman 1 pumpun 3 painemittauksen Fourier'n muunnos