

Joonas Salmi

# SELVITYS PORALAITTEEN HYDRAULIIKAN PAINEVÄRÄHTELYSTÄ JA SEN YHTEYDESTÄ HYDRAULILETKUJEN MEKAANISEEN VÄRÄHTELYYN

Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta (ENS)  
Diplomityö  
Helmikuu 2019

## TIIVISTELMÄ

**JOONAS SALMI:** Selvitys poralaitteen hydrauliiikan painevärähtelystä ja sen yhteydestä hydrauliletkujen mekaaniseen värähtelyyn

Tampereen yliopisto

Diplomityö, 54 sivua, 9 liitesivua

Helmikuu 2019

Automaatiotekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

Pääaine: Fluid Power Automation

Tarkastajat: professori Kalevi Huhtala ja professori Seppo Tikkanen

**Avainsanat:** hydraulinen värähtely, mekaaninen värähtely, hydrauliletku, poralaite

Hydraulisten laitteiden tehonsiirtolinjoissa esiintyy aina erilaisia hydraulisia ja mekaanisia värähtelyjä ja niiden olemassaolo on vain hyväksyttävä. Yleensä nämä värähtelyt ovat itse järjestelmälle vaarattomia, mutta joskus ne voivat aiheuttaa yllättäviäkin ongelmia. Joidenkin pintaporalaitteiden kohdalla oli havaittu, että yksi porakoneen iskun painelinjan letkuista alkoi värähdellä porauksen aikana voimakkaasti. Tämän uskottiin johtuvan linjastossa esiintyvistä painevaihteluista, mikä johti erilaisten vaimennusratkaisujen etsintään. Joitakin ratkaisuja löydettiin, mutta tutkimusten ohessa heräsi kiinnostus saada parempi ymmärrys ilmiöstä ja sen taustalla olevasta teoriasta.

Tämän diplomityön yksi päätavoite oli tuoda esille hydraulisiin värähtelyihin liittyvää teoriaa ja selvittää, miten hydrauliset painevaihtelut voivat johtaa hydrauliletkun mekaaniseen värähtelyyn. Toinen päätavoite työlle oli analysoida Sandvikilla suoritetun letkuvärähtelytestien tutkimustuloksia. Tutkimuksessa testattiin erilaisten hydraulisten vaimentimien tehokkuutta letkuvärähtelyjen vaimentamisessa. Lopuksi vielä arvioitiin, voisiko letkujen mekaanista värähtelyä jotenkin ennakoida tulevia laiteprojekteja varten.

Työn teoriaosuus kirjoitettiin laajan kirjallisuusselvityksen pohjalta erilaisia oppikirjoja ja verkkolähteitä hyödyntäen. Teorian tarjoamien tietojen ja matemaattisten kaavojen pohjalta värähtelyjen vaimentamiseksi ehdotettiin iskun painelinjan letkujen vaihtamista kokoa isompaan. Tämän lisäksi kirjallisuusselvityksen avulla tuotiin esille myös joitakin erillisiä hydraulisia vaimentimia, jotka soveltuivat mahdollisiksi ratkaisuvaihtoehdoiksi tutkimusongelmaan.

Sandvikilla tehdyissä tutkimuksissa letkujen mekaanisia värähtelyjä onnistuttiin vaimentamaan eniten iskun linjaan liitetyn paineakun ja Helmholtz-resonaattorin avulla. Tutkimustuloksia analysoitiin testeissä kuvattujen videoiden ja linjaston painemittausten avulla. Näiden perusteella havaittiin, että paineamplitudin pienentäminen ei ratkaise ongelmaa. Suurempi vaikutus letkuvärähtelyjen vaimentamiseen oli painekäyrän muodon tai taajuuden merkittävällä muutoksella.

Mekaanisen letkuvärähtelyn ennustettavuutta arvioitiin työtä varten kerättyjen tietojen ja tutkimustulosten pohjalta. Ennustettavuuden todettiin olevan hyvin vaikeaa, sillä kaavoissa käytettävät parametreja on hankala selvittää riittävällä tarkkuudella. Kaavoista kuitenkin selviää, millä asioilla värähtelyihin voidaan vaikuttaa.

## ABSTRACT

**JOONAS SALMI:** Research about rock drilling machine's hydraulic pressure vibration and how it relates to mechanic vibration of hydraulic hoses

Tampere University

Master of Science Thesis, 54 pages, 9 Appendix pages

February 2019

Master's Degree Programme in Automation Technology

Major: Fluid Power Automation

Examiners: professor Kalevi Huhtala and professor Seppo Tikkanen

**Keywords:** hydraulic vibration, mechanic vibration, hydraulic hose, drilling machine

There is always different kinds of hydraulic and mechanic vibrations in power transmission lines of hydraulic machines and their existence just has to be accepted. Usually these vibrations are harmless for the system itself, but sometimes they can cause surprising problems. With some of the surface drilling machines, it was noticed that one of the hydraulic hose in percussion HP-line started to vibrate strongly during drilling. The assumption was that the vibration was caused by pressure fluctuations in the hydraulic line. Some solutions for the problem was found quite quickly, but the desire for better understanding of the phenomenon grew at the same time.

One of the main objectives of this thesis was to introduce the theory behind the hydraulic vibrations and find out how the hydraulic pressure fluctuations can turn to mechanic vibration of the hydraulic hose. Another main objective was to analyze the results of Sandvik's hose vibration tests where different kinds of hydraulic dampers was experimented. The final objective was to evaluate if it's possible to forecast this kind of mechanic vibration of the hose.

The information for the theory part of the thesis was gathered from different kinds of sources including textbooks and articles. Couple of solutions was suggested after the theory review. One suggestion was to change bigger hoses with larger inner diameter to the percussion line of the drilling machine. In addition, couple of hydraulic dampers was introduced as possible solutions for the problem.

In Sandvik's hose vibration tests the best results was given by a pressure accumulator and a Helmholtz-resonator that were connected to the percussion line. Every test run was filmed with a video camera and the pressure of the percussion line was measured with pressure sensors. When the results was analyzed it was noticed that reducing the pressure amplitude doesn't eliminate the vibration problem. Better damping results was achieved when the shape of pressure curve or the frequency of the pressure wave was changed noticeably.

The possibility of forecasting the phenomenon was also evaluated with help of gathered knowledge and vibration test results. Generally, it's really difficult to forecast the hose vibrations because the parameters in the mathematical equations depend on surrounding circumstances and it's quite hard to know them accurate enough. However, the equations give some hints about the factors that affect to the hydraulic vibrations.

## ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Sandvik Mining and Construction Oy:lle osana letkuvärahtelyjen tutkimusprosessia.

Ensimmäisenä haluan kiittää Pertti Parkkista, joka tarjosi minulle mielenkiintoisen lopputyöaiheen tutkittavaksi ja antoi kirjoitusprosessin aikana erittäin arvokkaita vinkkejä, ohjeita ja palautteita työtä varten. Lisäksi haluan jakaa kiitokset Martti Leskiselle, Simo Turuselle, Timo Leinolle, Timo Kelalle ja muillekin Sandvikin työntekijöille, jotka auttoivat diplomityöni edistämässä. Työkiireenkin keskellä vastasitte aina kysymyksiini ja autoitte esiintyneiden ongelmien kanssa. Haluan myös kiittää professori Kalevi Huhtalaa kaikista neuvoista, joita sain kirjoitusprosessin aikana. Kiitokset myös professori Seppo Tikkaselle, joka lyhyellä varoitusajalla suostui työn toiseksi tarkastajaksi.

Erityiskiitokset haluan antaa perheelleni. Olette aina jaksaneet kannustaa ja tukea minua sekä hyvinä että vaikeinakin aikoina. Lopuksi kiitän vielä kaikkia ystäviäni, jotka myös tukivat minua opiskelujeni aikana ja välillä auttoivat viemään ajatuksia muualle arjen ongelmien keskellä.

Tampereella, 15.02.2019

Joonas Salmi

## SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO .....	1
1.1	Työn taustat .....	1
1.2	Työn tavoitteet .....	1
1.3	Työn rakenne .....	2
2.	ISKUPORAUS .....	3
2.1	Iskuporauksen pääperiaatteet .....	3
2.2	Top-hammer -poraus .....	5
2.2.1	Porakoneen toimintaperiaate .....	6
2.3	Down-The-Hole -poraus .....	8
3.	VÄRÄHTELYT HYDRAULIJÄRJESTELMISSÄ .....	9
3.1	Hydraulisiin värähtelyihin liittyvää teoriaa .....	9
3.1.1	Heräte .....	9
3.1.2	Nesteen ja hydraulijärjestelmän jousto .....	10
3.1.3	Paineiskut .....	14
3.1.4	Ominaistaajuus .....	17
3.2	Värähtelyn jaottelu .....	18
3.2.1	Pakkovärähtely .....	18
3.2.2	Virtausherätteinen värähtely .....	18
3.2.3	Kaksifaasivirtauksen aiheuttama värähtely .....	19
3.2.4	Hydroelastinen värähtely .....	19
3.3	Hydrauliletkujen ja -putkien ominaisuudet .....	20
3.4	Hydraulisen ja mekaanisen värähtelyn yhteys hydraulilinjassa .....	22
3.4.1	Impulssilause .....	23
3.5	Ratkaisuehdotuksen pohdinta tutkimusongelmaan .....	24
4.	HYDRAULISET VAIMENTIMET .....	28
4.1	Helmholtz-resonaattori .....	28
4.2	Muita vaimentimia hydraulikkajärjestelmissä .....	30
5.	TUTKIMUKSEN ESITTELY .....	33
5.1	Ensimmäinen testikierros (Monimuuttujatesti) .....	34
5.2	Toinen testikierros .....	36
6.	TUTKIMUSTULOKSET .....	38
6.1	Tutkimustulosten vertailu ja analysointi .....	38
6.1.1	Visuaaliset huomiot videoista .....	38
6.1.2	Painemittauksien vertailu .....	40
6.2	Värähtelyn ennustettavuuden arviointi .....	47
7.	JATKOTOIMENPITEET .....	49
8.	YHTEENVETO .....	50
	LÄHTEET .....	52

LIITE A: MONIMUUTTUJATESTIN TAULUKKO

LIITE B: TESTIPORAUS ALKUPERÄISELLÄ KOKOONPANOLLA

LIITE C: TESTIPORAUS 1,4 LITRAN PAINEAKULLA (PUMPULLA)

LIITE D: TESTIPORAUS 1,4 LITRAN PAINEAKULLA (PORALOHKOLLA)

LIITE E: TESTIPORAUS HELMHOLTZ-RESONAATTORILLA (PUMPULLA)

LIITE F: TESTIPORAUS HELMHOLTZ-RESONAATTORILLA (PORALOHKOLLA)

LIITE G: TESTIPORAUS INLINE-PAINEAKULLA

LIITE H: TESTIPORAUS ERIKOISVALMISTEISELLA PAINEAKULLA

LIITE I: TESTIPORAUS ISOMMILLA PORAKONEEN PAINEAKUILLA

## LYHENTEET JA MERKINNÄT

DTH	Down-The-Hole, pintaporaustekniikka
DVA	Dynamic Vibration Absorber, dynaaminen värähtelyvaimennin
$\Delta$	muutosta tarkoittava etuliite [-]
$\rho_f$	nesteen tiheys [ $\text{kg/m}^3$ ]
$\omega_n$	ominaiskulmanopeus [ $\text{rad/s}$ ]
$A$	pinta-ala [ $\text{m}^2$ ]
$A_l$	hydraulilinjaston poikkipinta-ala [ $\text{m}^2$ ]
$A_{neck}$	helmholtz-resonaattorin kaulan poikkipinta-ala [ $\text{m}^2$ ]
$B_a$	ilman puristuskerroin [Pa]
$B_c$	sylinterin puristuskerroin [Pa]
$B_{c,i}$	yksittäisen sylinterin puristuskerroin [Pa]
$B_e$	tehollinen puristuskerroin [Pa]
$B_f$	nesteen puristuskerroin [Pa]
$B_{h,k}$	yksittäisen letkun puristuskerroin [Pa]
$B_p$	putken puristuskerroin [Pa]
$B_{p,j}$	yksittäisen putken puristuskerroin [Pa]
$c$	äänennopeus nesteessä [ $\text{m/s}$ ]
$D$	sylinterimäisen metallikomponentin sisähalkaisija [m]
$E_m$	metallikomponentin kimmomoduuli [Pa]
$\bar{F}_{ex}$	nesteeseen vaikuttava tukivoima [N]
$\bar{F}_q$	virtausvoima [N]
$f$	taajuus [Hz]
$f_n$	ominaistaajuus [Hz]
$f_{resonance}$	helmholtz-resonaattorin resonanssitaajuus [Hz]
$k$	jousivakio [ $\text{N/m}$ ]
$l$	pituus [m]
$l_{neck}$	helmholtz-resonaattorin kaulan pituus [m]
$l_T$	T-haaran pituus [m]
$m_f$	nesteen massa [kg]
$p$	paine [Pa]
$p_v$	paineenvaihtelu [Pa]
$Q$	tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$Q_v$	tilavuusvirran vaihtelu [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$q_v$	tilavuusvirta tarkastelukohdassa [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$s$	metallikomponentin seinämäpaksuus [m]
$t_c$	venttiilin sulkeutumisaika [s]
$t_{cr}$	kriittinen sulkeutumisaika [s]
$V_a$	vapaan ilman tilavuus [ $\text{m}^3$ ]
$V_{cavity}$	helmholtz-resonaattorin ontelon tilavuus [ $\text{m}^3$ ]
$V_{c,i}$	yksittäisen sylinterin tilavuus [ $\text{m}^3$ ]
$V_f$	nesteen tilavuus [ $\text{m}^3$ ]
$V_{h,k}$	yksittäisen letkun tilavuus [ $\text{m}^3$ ]
$V_{p,j}$	yksittäisen putken tilavuus [ $\text{m}^3$ ]
$V_t$	paineistetun järjestelmän kokonaistilavuus [ $\text{m}^3$ ]
$v$	nopeus [ $\text{m/s}$ ]
$v_f$	nesteen virtausnopeus [ $\text{m/s}$ ]

$\vec{v}$	nopeusvektori [m/s]
$Z_i$	karakteristinen impedanssi [Pasm <sup>-3</sup> ]



# 1. JOHDANTO

Paine- ja tilavuusvirtavaihtelut ovat tuttuja ilmiöitä poralaitteiden hydraulikassa. Tehonsiirtolinjat ovat usein pitkiä ja ne sisältävät useita komponentteja, joilla on oma vaikutuksensa virtauksen kulkuun ja laatuun. Tämän vuoksi virtauksen epätasaisuudet on pitänyt vain hyväksyä, ja laitteet on suunniteltu siten, että hydraulisista värähtelyistä koituisi mahdollisimman vähän harmia. Joskus painevaihtelut voivat kuitenkin olla osaltaan aiheuttamassa suurempia ja yllättäviäkin ongelmia, joiden korjaamiseen vaaditaan nopeita toimenpiteitä poralaitteen luotettavan toiminnan varmistamiseksi.

## 1.1 Työn taustat

Kevään 2017 aikana Sandvikille lähetettiin asiakkaan toimesta viestiä, että eräässä pinta-poralaitteessa oli porauksen aikana esiintynyt rajuja mekaanisia värähtelyjä porakoneelle menevässä hydrauliletkussa. Vika paikannettiin saatujen videoiden perusteella yhteen porakoneen iskutoiminnon korkeapainelinjaston letkuun. Letkun mekaaninen värähtely oli niin rajua, että sen elinikä väheni huomattavasti mekaanisen rasituksen vuoksi ja samalla hakkaava letku kulutti myös viereisiä letkuja syöttölaitteella.

Sandvikilla ryhdyttiin pikaisesti etsimään ratkaisua mekaanisten värähtelyjen vaimentamiseksi. Ongelman herätteinä uskottiin toimivan pääosin porakoneesta johtuvat hydraulijärjestelmän virtauksen painevaihtelut, jotka saavat letkun värähtelyliikkeeseen ja muuttuvat näin mekaanisiksi värähtelyiksi. Erilaisia ratkaisuja tilanteen rauhoittamiseksi löydettiin, mutta Sandvikilla oli kuitenkin kiinnostusta tutkia ilmiötä tarkemmin ja saada parempi ymmärrys sen taustalla olevista tekijöistä. Tämän seurauksena suunniteltiin laajat tutkimukset ja samalla tilattiin myös tämä diplomityö aiheeseen liittyen.

## 1.2 Työn tavoitteet

Tämän työn tavoitteena oli selvittää hydraulisten painevaihteluiden taustalla olevaa teoriaa ja etsiä tietoa siitä, miten ne voivat muuttua hydrauliletkujen mekaaniseksi värähtelyiksi. Lisäksi tarkoitus oli tutkia kirjoitetun teorian ja muiden tietolähteiden perusteella mahdollisia ratkaisuvaihtoehtoja hydraulisten painevaihteluiden vaimentamiseksi.

Työn tutkimusosuuden tavoite taas oli käydä läpi Sandvikilla tehtyjen värähtelytutkimusten tuloksia ja pyrkiä selvittämään, miten eri vaimennusratkaisut vaimentavat hydraulista painevaihtelua ja sitä kautta hydrauliletkujen mekaanista värähtelyä. Lopuksi piti vielä pohtia ja arvioida värähtelyilmiön ennustettavuutta tulevia laitesuunnitteluprojekteja varten.

### 1.3 Työn rakenne

Toisessa luvussa käydään hieman läpi iskuporauksen pääperiaatteita ja tutustutaan tarkemmin top-hammer -porakoneen toimintaperiaatteeseen. Kolmannessa luvussa perehdytään hydraulisten painevaihteluiden teoriaan ja siihen, miten ne vaikuttavat hydraulisten laitteiden rakenteisiin. Tämän lisäksi luvussa tuodaan esille hydrauliletkujen ja -putkien ominaisuuksia ja hieman myös pohditaan selvitettyjen tietojen perusteella mahdollista ratkaisuvaihtoehtoa tutkimusongelmaan. Neljännessä luvussa esitellään eräitä tutkimusongelmaan sopivia erillisiä hydraulisia vaimentimia. Viidennessä luvussa esitellään Sandvikilla suunnitellut testijärjestelyt värähtelytutkimuksia varten ja kuudennessä luvussa käsitellään tarkemmin tutkimuksissa ilmenneitä havaintoja ja tuloksia. Samalla pohditaan värähtelyilmiön ennustettavuutta. Lopuksi vielä seitsemännessä luvussa tuodaan hieman esille tulevaisuuden jatkotoimenpiteitä tutkimusongelmaan liittyen ja kahdeksannessa luvussa on tämän työn yhteenveto.

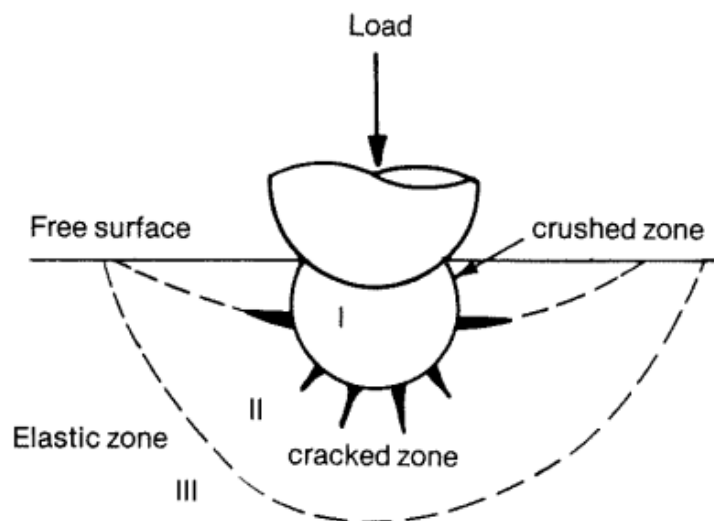
## 2. ISKUPORAUS

Poralaitteet ovat melko erityislaatuisia sovelluksia hydraulisten mobilekoneiden joukossa, joten on hyvä perehtyä hieman niiden toimintaan ennen värähtelyteoriaan siirtymistä. Tässä luvussa käydään läpi iskuporauksen pääperiaatteita ja tuodaan esille kaksi iskutoimintoon perustuvaa poraustekniikkaa: top-hammer ja Down-The-Hole (DTH). Letkuvärähtelyongelmia on havaittu lähinnä top-hammer -porakoneiden iskun hydraulilinjassa, minkä vuoksi top-hammer -poraus käsitellään tässä työssä hieman tarkemmin.

### 2.1 Iskuporauksen pääperiaatteet

Porauksen päätavoitteena on saavuttaa mahdollisimman tehokas tunkeuma porattavaan kiveen ja luoda niin kutsuttu ”täydellinen reikä”. Tähän työtehtävään suunnitellun pinta-poralaitteen porauskalusto koostuu pääosin itse porakoneesta, porakangista tai -putkista ja porakruunusta ja siinä kiinni olevista teristä. Poralaitteen tuottama hydraulinen iskuvoima välitetään porakruunulle, jolloin kruunussa olevat terät tunkeutuvat vastaavalla voimalla kiveen. Terien geometriset ominaisuudet vaikuttavat vahvasti iskuvoiman ohella tunkeuman syntymiseen. [1]

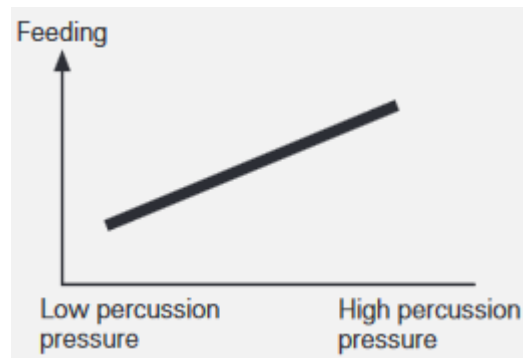
Kiven rikkoutuminen porauksen aikana on esitetty kuvassa 1. Siinä terään kohdistuu kuormana (Load) iskuvoima, jolloin osa suoraan terän alla olevasta kivistä murskaantuu täysin (Crushed zone). Hieman kauempana terästä iskuvoima aiheuttaa kivrakenteen halkeilemista (Cracked zone). Toistettaessa tätä tapahtumaa monta kertaa peräkkäin, kivi murskaantuu ja halkeilee yhä enemmän ja porakruunu etenee syvemmälle kiveen. [1]



*Kuva 1. Kiven rikkoutuminen iskun vaikutuksesta. [1, s. 184]*

Jatkuvassa iskuporauksessa pelkkä iskutoiminto ei kuitenkaan riitä. Pitkiä reikiä tehdessä tärkeitä toimintoja ovat myös syöttö, pyöritys ja huuhtelu. [1] Jokaista neljää toimintoa tarvitaan tehokkaan poraustuloksen saavuttamiseksi.

Syötön tarkoitus on pitää poranterät läheisessä kontaktissa porattavaan kiveen. Terien täytyy kuitenkin pystyä pyörimään iskujen välissä eri asemaan, joten syöttövoima pitää säätää sen mukaan. [2] Syöttövoima tuotetaan joko poralaitteessa olevalla syöttösylinterillä tai hydraulimoottorilla [3] ja sen tulee olla säädettyä vastaamaan iskupaineen suuruutta [2]. Tätä syöttövoiman ja iskupaineen suhdetta on havainnollistettu kuvassa 2.



**Kuva 2.** Iskupaineen ja syöttövoiman välinen suhde. [2, s. 11]

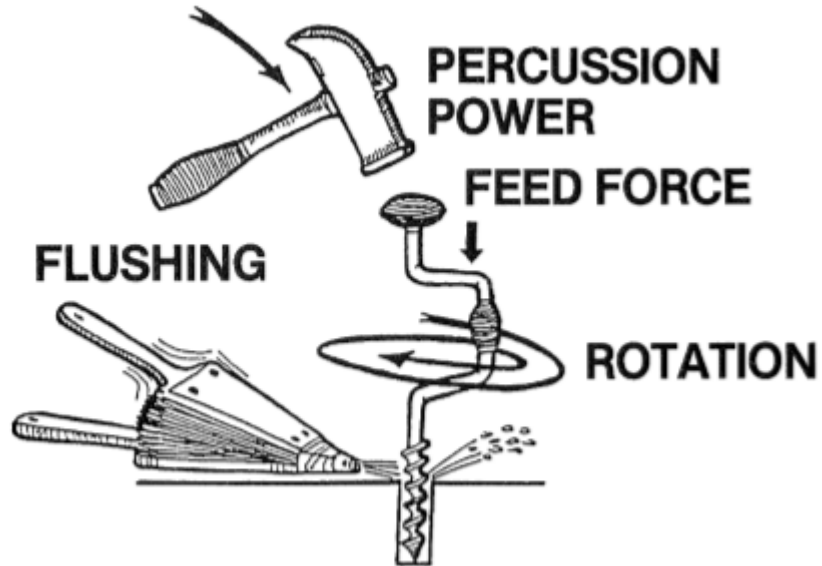
Huuhtelun avulla porauksessa syntynyt kivimurska poistetaan poratun reiän pohjalta. Yleisimmin pintaporauksessa huuhtelu toteutetaan reiän pohjalle johdetulla paineilmalla [2], joka tuotetaan erillisellä ilmakompressorilla [3]. Poratun reiän ollessa puhdas kivimurskasta saadaan parempi kontakti porattavaan kiveen ja tuotettu iskuvoima voidaan hyödyntää mahdollisimman tehokkaasti. Kasvatettaessa iskutaajuutta ja -painetta tehokkaan huuhtelun merkitys on entistä tärkeämpi [2].

Porakankien ja porakruunun pyöritys toteutetaan porakoneen sisältämän hydraulimoottorin avulla ja sen tarkoitus on kääntää kruunun terät uusille sopiville asemille seuraavaa iskua varten [2]. Optimaalinen pyöritysnopeus riippuu porattavan kiven luonteesta ja muista porausparametreista. Liian hitaalla pyörityksellä tuloksena on liian matala tunkeuma, ja liian korkealla pyöritysnopeudella hukataan energiaa ja pora kuluu turhaan. [1]

Neljän toiminnon kokonaisuuden täydentää isku, joka tuotiin esille jo tämän luvun alussa. Iskun hydraulilinjassa olevan paineen suuruus määrää porakoneen sisällä liikkuvan männän tuottaman iskuenergian ja -taajuuden suuruuden [1]. Luvussa 2.2.1 käydään yleisellä tasolla läpi top-hammer -porakoneiden toimintaperiaatetta, josta ilmenee samalla isku liikkeen toteutus kyseistä porakonetta hyödyntävissä laitteissa.

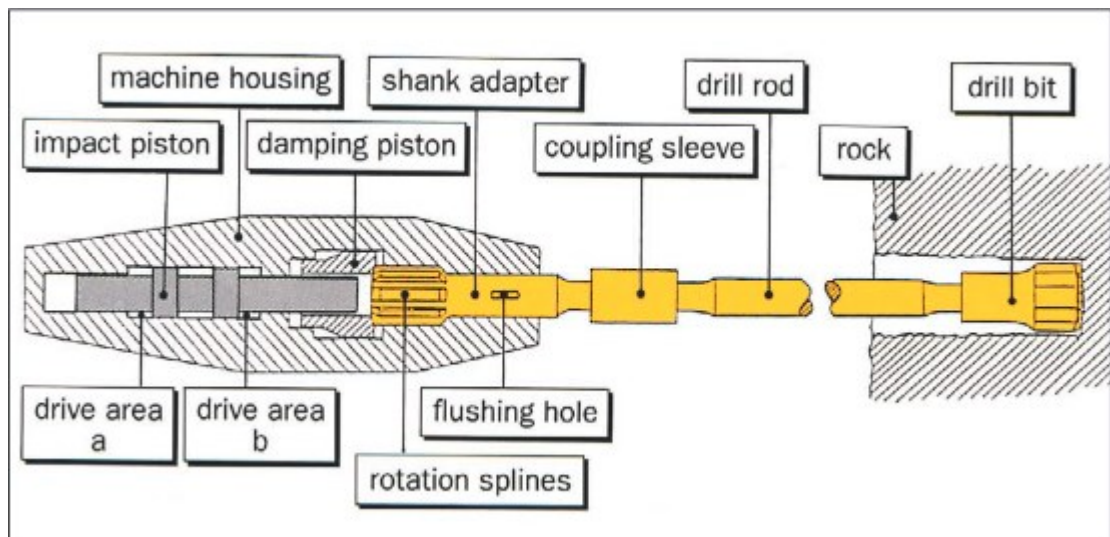
## 2.2 Top-hammer -poraus

Top-hammer -porauksen toimintaperiaatetta voidaan verrata vanhaan mekaaniseen käsi-poraan, jonka päähän isketään vasaralla. Tämä on esitetty kuvassa 3.



*Kuva 3. Top-hammer -porauksen toimintaperiaate. [1, s. 178]*

Porauksen aikana porakoneen sisältämä niska-adaptteri on kiinnitetty porakankeen, jonka toisessa päässä on porakruunu. Kyseinen liitos on havainnollistettu kuvassa 4. Porakoneen iskumäntä lyö niska-adaptterin päähän, jolloin iskuaalto lähtee etenemään porakankea pitkin porakruunulle. Porakruunussa olevat terät tunkeutuvat kiveen siirtyneen iskuenergian voimasta, mikä taas johtaa kiven murskautumiseen. [1]



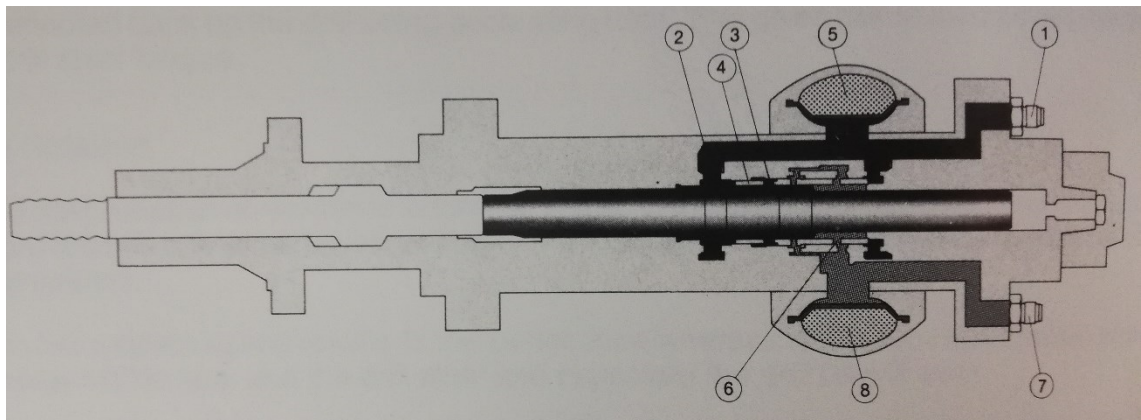
*Kuva 4. Läpileikkauskuva liitoksesta, jossa porakone on yhdistetty yhteen tai useampaan porakankeen (drill rod). Porakangen toisessa päässä on porakruunu (drill bit).*

[2, s. 9]

## 2.2.1 Porakoneen toimintaperiaate

Tamrockin vuonna 1986 tekemässä ”Handbook of Underground Drilling” -kirjassa [4] on tuotu esille top-hammer -porakoneen toimintaperiaatetta yleisellä tasolla. Vaikka esitetyt asiat on kirjoitettu jo kauan sitten ja porakoneita on vuosien saatossa kehitetty ja paranneltu, samoja periaatteita hyödynnetään vieläkin. Porakoneen tuottaman iskuliikkeen työkierto voidaan jakaa neljään eri vaiheeseen.

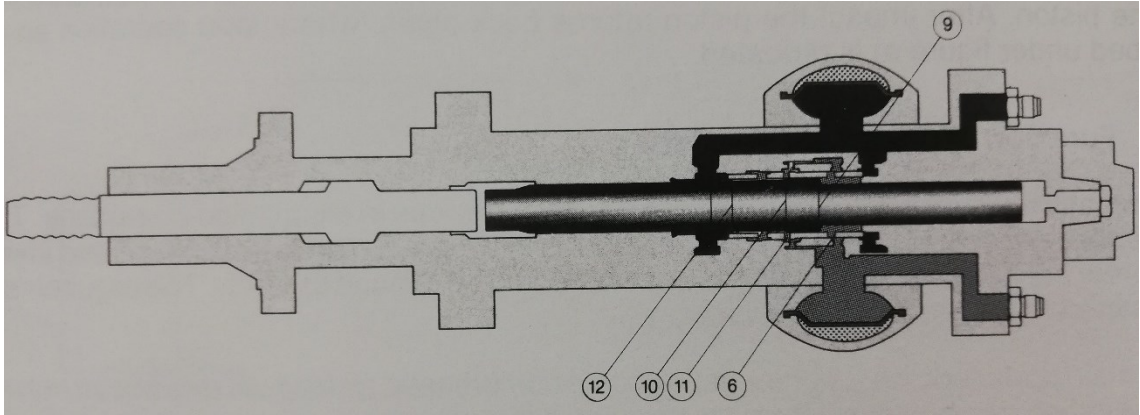
Kuvassa 5 porakoneen iskumäntä on liikeratansa etuosassa, eli se on juuri iskenyt edellisen iskun niska-adapterin päähän. Tärkeät väylät ja komponentit ovat esitetty kuvassa numeroin. Näistä yhtenä tärkeimpänä on hyvä tuoda esiin numerolla 4 merkitty virtauksenjakaja, joka on asennettu iskumännän ympärille. Se liikkuu männän liikesuunnan mukaisesti edestakaisin ja ohjaa öljyvirtausta iskun työkierron aikana eri suuntiin ohjausventtiilin tavoin, jotta männän edestakainen liike ja iskun tuotto ovat mahdollisia. Ensimmäisessä vaiheessa (kuva E) hydraulioöljy liikkuu porakoneen sisään numerolla 1 merkitystä portista. Tämä paineistettu öljy vaikuttaa tässä kohtaa numerolla 2 merkityssä tilassa ja alkaa työntää iskumäntää taaksepäin. Öljy pääsee liikkumaan tässä kohtaa myös virtauksenjakajan (4) edessä olevaan tilaan (3), jolloin paine pakottaa jakajan liikkumaan taaksepäin. Osa virtaavasta öljystä korkeapainepuolella varastoituu myös numerolla 5 merkittyyn korkeapaineakkuun. Männän takaosan tilavuus on yhdistetty numerolla 6 merkityn portin kautta paluu-/matalapainelinjaan (7). Matalapaineakun (8) tarkoitus on ehkäistä painepiikkejä paluulinjastossa. [4]



**Kuva 5.** Iskun työkierron ensimmäinen vaihe. [4, s. 22]

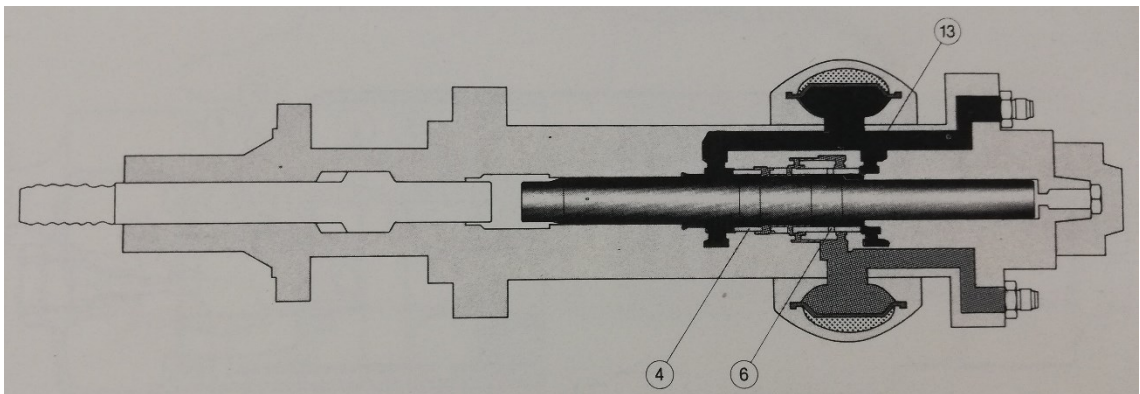
Työkierron toinen vaihe on esitetty kuvassa 6. Kun mäntä on liikkunut sen verran taaksepäin, että numerolla 10 merkitty iskumännän rajapinta ohittaa paluuportin 11, virtauk-

senjakajan edessä ollut paineistettu öljy pääsee purkautumaan paluulinjaan. Koska jakajan etuosassa paine laskee ja korkeapaine vaikuttaa jakajan takaosassa, virtausenjakaaja alkaa liikkua etuosaa kohti. [4]



**Kuva 6.** Iskun työkierron toinen vaihe. [4, s. 23]

Kuva 7 havainnollistaa työkierron kolmatta vaihetta. Koska edellisen vaiheen tapahtumien seurauksena virtausenjakaaja on liikkunut liikeratansa etuosaan, paluuportti 6 sulkeutuu ja syöttölinjaston öljy pääsee virtaamaan iskumännän takaosaan portin 13 kautta. Johtuen iskumännän etuosan ja takaosan välisestä pinta-alaerosta männän liike ensin pysähtyy ja alkaa sitten liikkua takaisin kohti etuosaa. [4] Paine kiihdyttää iskumännän nopeutta ja liike päättyy lopulta siihen, että mäntä iskee niska-adapterin päähän.

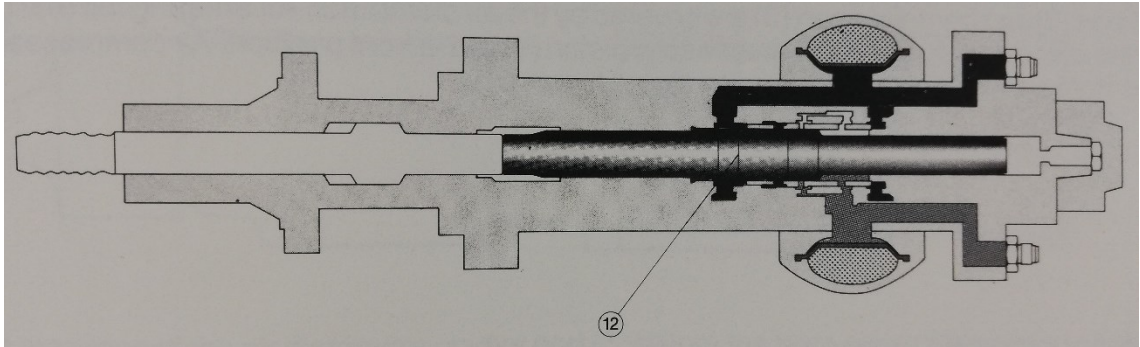


**Kuva 7.** Iskun työkierron kolmas vaihe. [4, s. 23]

Jotta iskuliikkeeseen tarvittavan virtauksen määrä saadaan pidettyä halutussa arvossa, osa vaaditusta öljyvirtauksesta saadaan porakoneen korkeapaineakusta, joka oli merkitty kuvassa 5 numerolla 5. Kuvassa 8 on esitetty iskun työkierron viimeinen vaihe. Hieman ennen iskua numerolla 12 merkitty iskumännän rajapinta päästää syöttöpuolen öljyn vir-



tauksenjakajan etuosaan, jolloin jakaja liikkuu taakse ja virtauksen pääsy iskumännän taakseen estyy. Lopulta isku saadaan toteutettua ja iskun työkierto lähtee uudestaan liikkeelle kuvan 5 mukaisesti. [4]



*Kuva 8. Iskun työkierron viimeinen vaihe. [4, s. 23]*

### **2.3 Down-The-Hole -poraus**

DTH-porauksessa hyödynnetään samoja toimintoja kuin top-hammerilla. Erona niillä on se, että DTH-laitteissa iskuvasara on sijoitettu heti porakruunun perään, jolloin se liikkuu kruunun mukana reiän pohjalla. Tämän ansiosta iskuenergia saadaan välitettyä kokonaisuudessaan porakruunulle, eikä se kulu porakankien liitoksiin. Tällä tekniikalla saavutetaan korkea poraustarkkuus ja pystytään poraamaan halkaisijaltaan suurempikokoisia reikiä kuin top-hammerilla. Iskuliike toteutetaan paineilmalla, joka johdetaan iskuvasaralle onttojen porakankien sisällä. [1]



## 3. VÄRÄHTELYT HYDRAULIJÄRJESTELMISSÄ

Poralaitteessa syntyy käytön aikana monenlaista värähtelyä. Hydraulikkaa tarvitaan monen asian toteuttamiseen, minkä johdosta laitteisiin täytyy asentaa paljon erilaisia komponentteja, letkuja ja putkia, jotka toimiessaan aiheuttavat laitteelle rakennevärähtelyjä ja hydraulisia värähtelyjä. Nämä ilmiöt ovat suhteellisen tuttuja, mutta tutkittaessa sitä, miten hydrauliset värähtelyt voivat muuttua laitteelle haitalliseksi mekaaniseksi värähtelyksi, tietoa löytyy huomattavasti vähemmän. Tämän luvun tarkoitus on tuoda esille hydraulisten painevaihteluiden taustalla olevaa teoriaa ja selventää hydraulisten ja mekaanisten värähtelyjen yhteyttä erityisesti hydrauliletkuissa.

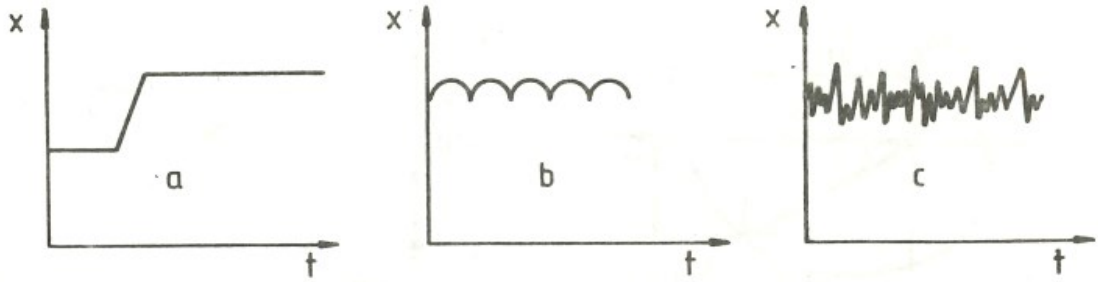
### 3.1 Hydraulisiin värähtelyihin liittyvää teoriaa

Suurimpia tekijöitä hydraulisten värähtelyjen taustalla ovat hydraulijärjestelmän joustot ja paineiskut. Niiden johdosta järjestelmän paine saattaa vaihdella käytön aikana paljonkin eikä se todellisuudessa koskaan pysy täysin vakiona. Tämän vuoksi teoria näiden käsitteiden takana on hyvä ymmärtää tutkittaessa hydraulisia värähtelyjä.

#### 3.1.1 Heräte

Heräte on hydraulisessa värähtelyteoriassa tärkeä käsite ja sillä tarkoitetaan värähtelyn synnyttävää voimaa eli tulosuuretta. Herätteen luonteesta riippuen värähtely voi olla joko pakko- tai itsevärähtelyä. Pakkovärähtelyssä herätteenä voi toimia esimerkiksi ulkopuolisen mekanismin aikaansaama pakkoliike, joka yleensä muuttuu hydrauliseksi suureeksi mekaanisen rakenteen välityksellä. Itsevärähtelyssä taas ulkopuolinen heräte puuttuu, jolloin värähtely voi syntyä esimerkiksi nesteen virtauksen vuoksi. [5]

Herätteiden aiheuttamat värähtelyä kuvaavat vasteet voidaan jakaa aikariippuvuuden mukaan kolmeen eri luokkaan: Transienttimuotoinen eli askelmainen värähtely, jatkuva jaksollinen värähtely ja stokastinen värähtely [5]. Jokaisen luokan esimerkkikuvaaja on esitetty kuvassa 9.



**Kuva 9.** Esimerkkikuvaajat transienttimuotoisesta (A), jaksollisesta (B) ja stokastisesta (C) värähtelystä. [5, s. 37]

Transienttimuotoinen heräte syntyy esimerkiksi venttiilin tai muun sulkuelimen asennon muuttamisesta, toimilaitteen äkillisestä pysähtymisestä estettä vastaan tai pumpun käynnistyksestä. Jatkuvan jaksollisen herätteen taas voi synnyttää esimerkiksi syrjäytyspumppun sykintä tai paineenrajoitusventtiilin värähtely. Stokastiset värähtelyt taas muodostuvat esimerkiksi toimilaitteen kuorman vaihtelusta. [5]

### 3.1.2 Nesteen ja hydraulijärjestelmän jousto

Hydraulijärjestelmässä muodostuva paine pyrkii synnyttämään muodonmuutoksia järjestelmän komponenteissa ja käytettävässä nesteessä. Samalla, kun komponenttien tilavuudet pyrkivät kasvamaan niiden sisällä vallitsevan paineen vaikutuksesta, neste puristuu kokoon. Tämä ilmiö mahdollistaa eri toimilaitteiden liikuttamisen ja siitä käytetään nimitystä jousto. Nämä nesteen ja mekaanisten osien joustot voivat aiheuttaa laaja-amplitudisia pienitaajuisia värähtelyongelmia erityisesti paineiden ja nestetilavuuksien ollessa suuria ja kun toimilaitteilla liikutellaan suuria massakuormia. [6, 7]

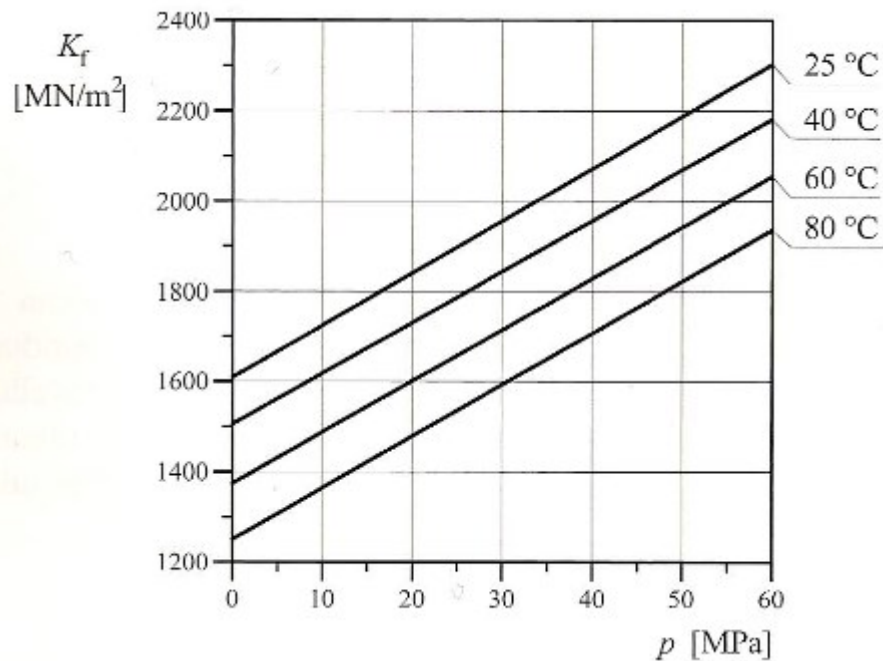
Kokonaisten hydraulijärjestelmien joustoja on yleensä kuvattu niin kutsutun tehollisen puristuskertoimen  $B_e$  avulla. Tähän teholliseen puristuskertoimeen on redusoitu nesteen, mahdollisen liukenemattoman ilman ja mekaanisten osien jousto. [7] Tehollinen puristuskerroin voidaan laskea kaavalla (1), joka ottaa huomioon kaikki hydraulijärjestelmän joustoihin vaikuttavat tekijät [6].

$$\frac{1}{B_e} = \frac{1}{B_f} + \sum_{i=1}^{N1} \left( \frac{V_{c,i}}{V_t} * \frac{1}{B_{c,i}} \right) + \sum_{j=1}^{N2} \left( \frac{V_{p,j}}{V_t} * \frac{1}{B_{p,j}} \right) + \sum_{k=1}^{N3} \left( \frac{V_{h,k}}{V_t} * \frac{1}{B_{h,k}} \right) + \frac{V_a}{V_t} * \frac{1}{B_a} \quad (1)$$

jossa  $B_f$  on nesteen puristuskerroin [Pa],  $V_t$  on paineistetun järjestelmän kokonaistilavuus [ $m^3$ ],  $V_{c,i}$  on yksittäisen sylinterin tilavuus [ $m^3$ ],  $B_{c,i}$  on yksittäisen sylinterin puristuskerroin [Pa],  $V_{p,j}$  on yksittäisen putken tilavuus [ $m^3$ ],  $B_{p,j}$  on yksittäisen putken puristuskerroin [Pa],  $V_{h,k}$  on yksittäisen letkun tilavuus [ $m^3$ ],  $B_{h,k}$  on yksittäisen letkun puristuskerroin [Pa],  $V_a$  on vapaan ilman tilavuus [ $m^3$ ] ja  $B_a$  on ilman puristuskerroin [Pa].

Hydraulijärjestelmässä käytettävän nesteen puristuskerroin vastaa metallien kimmomo-

duulia, mutta puristuskertoimen arvot ovat esimerkiksi teräkseen verrattuna noin sata kertaa pienempiä. Arvo ei myöskään ole vakio, vaan se riippuu vallitsevasta lämpötilasta (lämpötilan kasvu pienentää kerrointa) ja paineesta (paineen kasvu suurentaa kerrointa). Yleisesti hydraulikassa käytettävien nesteiden puristuskertoimen arvo on noin 1500-2000 MPa. Kuvassa 10 on Hydraulitekniikka-kirjassa [6] esillä oleva kaavio havainnollistamaan lämpötilan ja paineen vaikutusta nesteen puristuskertoimeen. Kirjasta ei käy ilmi, minkä nesteen lämpötila- ja paineriippuvuus kuvassa on esitetty, mutta se auttaa hahmottamaan hyvin sen, että toimittaessa normaaleilla lämpötila- ja painealueilla (0-30 MPa, 20-60 °C) painemuutosten vaikutus puristuskertoimeen on käytännössä merkityksetön. Lämpötilamuutosten vaikutus taas on noin 10-15 %. [6]



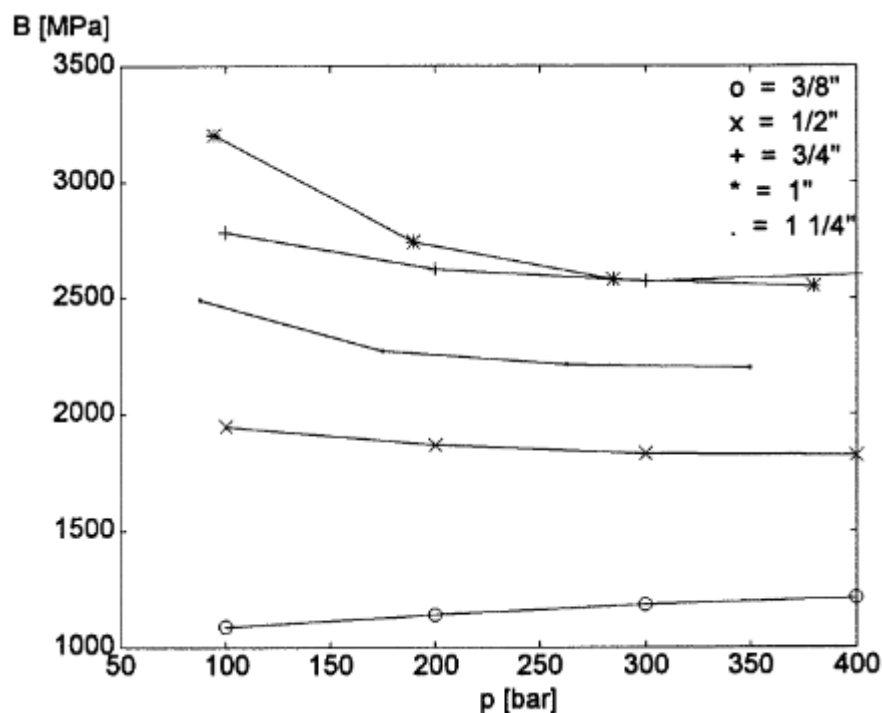
**Kuva 10.** Havainnollistava kaavio nesteen puristuskertoimen lämpötila- ja paineriippuvuudesta. [6, s. 89]

Tehollista puristuskerrointa laskettaessa tulee ottaa huomioon myös järjestelmän paineistetut metalliset osat, sillä niiden materiaaliominaisuudet, muoto ja mitat vaikuttavat osaltaan tilavuudenmuutoksiin. Metallisten osien muotojen ollessa kuitenkin hyvin erilaisia keskenään, niiden vaikutuksia tilavuudenmuutoksiin on hankala selvittää tarkasti. Tämän vuoksi laskentaa on tavallisesti yksinkertaistettu ajattelemalla metalliset komponentit onttoina nesteen täyttiminä sylinterimäisinä kappaleina, joiden seinämävahvuus on vakio. Tämän yksinkertaistamisen avulla metallisten osien puristuskerroin voidaan määrittää kaavalla (2). [6]

$$B_c \text{ (tai } B_p) = \frac{E_m * S}{D} \quad (2)$$

jossa  $E_m$  on metallikomponentin kimmomoduuli [Pa],  $s$  on metallikomponentin seinämäpaksuus [m] ja  $D$  on sylinterimäisen metallikomponentin sisähalkaisija [m]. Yleensä tehollisen puristuskertoimen arvoon sisällytetään metallisista komponenteista ainoastaan sylinterit ja putket, kun taas esimerkiksi venttiileiden, pumppujen ja moottoreiden vaikutus oletetaan merkityksettömäksi. [6]

Hydraulijärjestelmän virtauskanavia ei aina pystytä toteuttamaan pelkillä hydrauliputkilla. Tämä tulee erityisesti esille tämän diplomityön kohteena olevassa kivenporauslaitteessa. Poralaitteessa on toisiinsa nähden liikkuvia osia, jolloin osa virtauskanavista pitää toteuttaa hydraulikkaletkuilla. Letkuilla tilavuudenmuutokset paineistettuna ovat putkiin verrattuna suurempia niiden joustavan rakenteen vuoksi, jolloin ne myös aiheuttavat suurempia joustoja järjestelmässä. [6] Poralaitteen toimintaperiaatteen vuoksi letkujen käyttö on kuitenkin välttämätöntä. Letkujen puristuskertoimen suuruus riippuu merkittävästi letkun materiaalista, rakenteesta ja koosta [6]. Kuvassa 11 on esimerkkinä erään nelikerroksisen spiraalivahvisteletkun puristuskertoimen arvot viidellä eri kokoluokalla. Kuvasta havaitaan, että myös paine vaikuttaa letkun puristuskertoimen arvoon.



**Kuva 11.** Nelikerroksisen spiraalivahvisteletkun puristuskertoimen arvot eri kokoluokille paineen funktiona. Letkun valmistaja tuntematon. [8, s. 71]

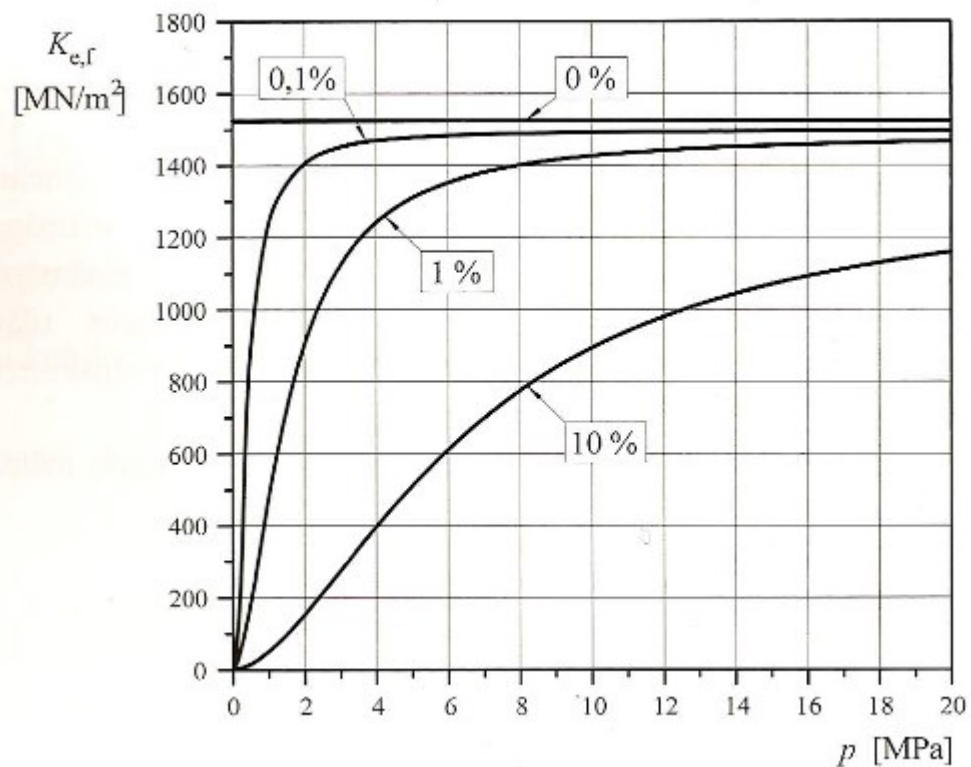
Huomattavin teholliseen puristuskertoimeen vaikuttava tekijä on hydraulijärjestelmässä nesteessä oleva vapaa ilma, sillä ilman kokoonpuristuvuus on paljon suurempi kuin nesteen. Nesteeseen sitoutuneella eli liuenneella ilmalla ei puolestaan ole suurta vaikutusta joustoihin. Sitoutuneen ilman määrä kuitenkin riippuu nestetyypistä, nesteen lämpötilasta

ja paineesta, joten eri toimintapisteissä neste voi sitouttaa itseensä vain tietyn määrän ilmaa. Tämä johtaa mobilelaitteilla siihen, että järjestelmän paineen ja lämpötilan vaihdeltaessa myös sitoutuneen ilman ja vapaan ilman määrät vaihtelevat. Vapaan ilman puristuskertoimen arvo riippuu järjestelmässä vallitsevasta paineesta ja ilman kokoonpuristumistapahtuman nopeudesta, mutta koska ilmiötä pidetään yleensä hyvin nopeana, sitä voidaan käsitellä adiabaattisena prosessina (lämpöä ei kulje systeemiin tai siitä ulos [9]). Tällöin ilman puristuskerroin saadaan kaavalla (3)

$$B_a = 1,4 * p \quad (3)$$

jossa  $p$  on järjestelmässä tarkasteluhetkellä vallitseva paine [Pa]. [6]

Kuvassa 12 on Hydrauliteknikka-kirjasta [6] poimittu kuvaaja, joka esittää nesteen tehollisen puristuskertoimen paineriippuvuutta neljällä eri vapaan ilman pitoisuudella nesteessä. Kuvassa havainnollistuu hyvin se, kuinka ilmapitoisuuden kasvaessa puristuskertoimen vakioarvon saavuttamiseen tarvitaan yhä suurempi paine. [6]



**Kuva 12.** Nesteen tehollisen puristuskertoimen riippuvuus järjestelmän paineesta eri vapaan ilman tilavuusprosenttipitoisuuksilla. [6, s. 91]

Samalla, kun vapaan ilman pitoisuus nesteessä vaikuttaa nesteen puristuskertoimeen, vapaa ilma vaikuttaa myös koko hydraulijärjestelmän teholliseen puristuskertoimeen ja joustoihin. Joustojen merkitys hydraulijärjestelmissä riippuu hyvin paljon siitä, millainen

sovellus on kyseessä. Esimerkiksi puristimissa, joissa toimilaitteella kehitetään vain voimaa, joustoilla ei ole suurta merkitystä. Kuitenkin sovelluksissa, joissa aseman ja nopeuden säätö on tärkeä osa laitteen toimintaa, täytyy pyrkiä joustot pitämään mahdollisimman pieninä. On kuitenkin hyvä huomioda se, että myös muilla koneenelimillä, jotka osallistuvat voiman siirtoon, on oma vaikutuksensa järjestelmän joustoihin. Tämän vuoksi hydraulijärjestelmän suureen jäykkyyteen on turha pyrkiä, jos muut laitteen mekaaniset osat eivät täytä samanlaisia vaatimuksia. [7]

Jos nesteen kokoonpuristuvuuden haittavaikutuksia halutaan vähentää, se onnistuu pitämällä järjestelmän nestetilavuus mahdollisimman pienenä, eli letkut ja putket tulisi mitoittaa mahdollisimman lyhyiksi. Letkujen ja putkien mitoittaminen mahdollisimman lyhyiksi ja paksuseinäisiksi auttaa myös pienentämään yksittäisten rakenneosien joustoja. Toimilaitteissa esiintyviin joustoihin auttaa ohjaavan venttiilin asettaminen mahdollisimman lähelle tai kiinni toimilaitteeseen ja letkujen vaihtaminen putkiksi. [6]

### 3.1.3 Paineiskut

Hydraulijärjestelmissä esiintyy aina värähtelyjä ja painevaihteluita. Painetaso ei myöskään pysy koskaan täysin vakiona, vaan se vaihtelee järjestelmän ohjauksen ja kuormituksen mukaan. Vaikka ohjaus ja kuormitus pysyisivätkin vakiona, viimeistään syrjäytysperiaatteella toimivat järjestelmän elementit, kuten pumput ja moottorit, aiheuttavat jatkuvaa pieniamplitudista tilavuusvirtavärähtelyä hydraulijärjestelmissä. Tilavuusvirtavärähtely taas johtaa väkisinkin järjestelmässä esiintyviin painevaihteluihin. Tämä painevärähtely on kuitenkin itse järjestelmälle yleensä vaaratonta ja siitä syntyy ongelmia lähinnä vain sellaisissa tilanteissa, joissa vaaditaan toimintojen tarkkaa toteuttamista. [6]

Painevaihtelusta voi tulla ongelma sellaisissa tilanteissa, joissa hydraulijärjestelmässä liikkuvan nesteen virtausnopeutta muutetaan äkillisesti. Tällöin järjestelmän paine saattaa hetkellisesti nousta huomattavasti korkeammaksi kuin normaali käyttöpaine. [7] Tällaisia painepiikkejä kutsutaan paineiskuiksi ja ne voivat vaurioittaa järjestelmän komponentteja [6].

Yleisin syy paineiskujen syntyyn on järjestelmässä olevien venttiilien nopea sulkeminen tai avaaminen. Tällöin järjestelmässä tietyllä nopeudella kulkevan nesteen ajatellaan käyttäytyvän kokoonpuristuvuutensa vuoksi jousen tavoin. [6] Esimerkiksi venttiilin sulkeutuessa nopeasti venttiiliä lähinnä oleva nesteosa törmää kiinteään seinämään ja paine nousee hetkellisesti. Kauempana venttiilistä oleva neste virtaa yhä edelleen jo pysähtyneen nesteen päälle, jolloin hetkellinen paineen nousu liikkuu paineaaltona takaisin kohti pumppua äänen nopeudella kaavan (4) mukaisesti

$$c = \sqrt{\frac{B_e}{\rho_f}} \quad (4)$$

jossa  $c$  on äänennopeus nesteessä [m/s] ja  $\rho_f$  on nesteen tiheys [kg/m<sup>3</sup>]. Kuten kaavasta (4) huomataan, luvussa 2.1.1 käsitelty tehollinen puristuskerroin vaikuttaa äänen nopeuteen. [7]

Kaavan (4) mukaisella äänennopeudella liikkuva paineaalto kulkee virtausta vastaan niin kauan, kunnes se kohtaa jonkin esteen. Esteenä voi toimia esimerkiksi vastaventtiili tai viimeistään hydraulijärjestelmän pumppu. Tässä kohtaa liikkuvan nesteen liike-energia on muuttunut kokonaan potentiaalienergiaksi. Tällöin järjestelmä saavuttaa suurimman kokonaispaineen arvon ja samalla syntyy paineenalenemisaalto, joka liikkuu virtauksen pysäyttäneitä venttiiliä kohti. Näin paineaalto kulkee edestakaisin, kunnes kitka- ja vuotohäviöt vaimentavat paineaallon. [6]

Yksi paineiskujen suuruuteen vaikuttavista tekijöistä on virtausnopeudessa tapahtuvan muutoksen nopeus. Jos venttiili ja nestevirtaus pysäytetään nopeammin kuin paineaallolla kuluu aikaa liikkuu syntymispisteestä heijastumispaikalleen, syntyvä paineisku on suurempi kuin tilanteessa, jossa virtausta ei ole ehditty kokonaan pysäyttää. Aika, joka kuluu paineaallon liikkumiseen syntymispisteestä heijastumispaikalleen, kutsutaan kriittiseksi sulkeutumisaikaksi, ja se saadaan laskettua kaavalla

$$t_{cr} = \frac{2 * l}{c} \quad (5)$$

jossa  $l$  on paineaallon syntymispisteen ja heijastumispaikan välinen putkistopituus [m]. [6]

Kriittinen sulkeutumisaika vaikuttaa siihen, miten paineiskun suuruus lasketaan. Jos virtaus pysäytetään kriittistä sulkeutumisaikaa nopeammin, paineiskun teoreettinen arvo saadaan kaavalla

$$\Delta p_{wh} = \sqrt{\rho_f * B_e} * v_f = \rho_f * c * v_f \quad (6)$$

jossa  $v_f$  on nesteen virtausnopeus venttiilin sulkeutumishetkellä [m/s]. [7] Tästä paineiskusta syntyvän painevärähtelyn ominaistaajuus saadaan kaavalla

$$f_n = \frac{c}{4 * l} \quad (7)$$

Putken molempien päiden ollessa suljettuja tai avoimia, ominaistaajuuden kaava muuttuu muotoon [5]

$$f_n = \frac{c}{2 * l} \quad (8)$$

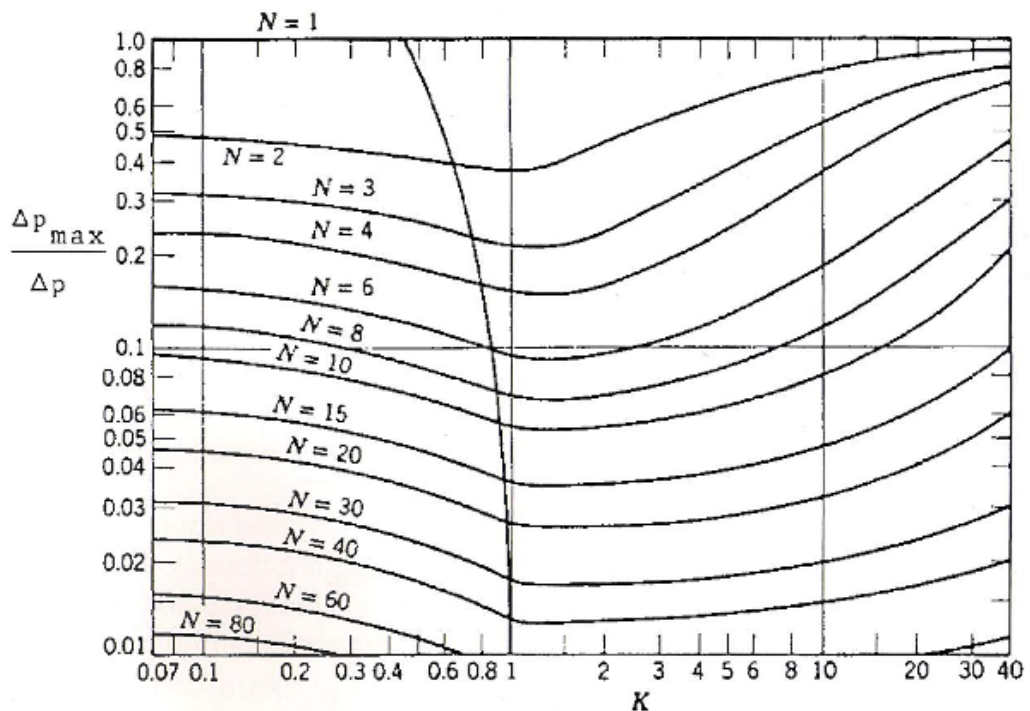
Jos venttiilin sulkuaika on pidempi kuin kriittinen sulkeutumisaika, paineiskun suuruus riippuu putkiston pituudesta ja venttiilin sulkuajasta. Paineaalto etenee hydraulijärjestelmissä niin nopeasti, että lyhyissä putkistoissa ei yleensä pystytä sulkemaan venttiilejä kriittistä sulkeutumisaikaa nopeammin. Tällöin syntyvä paineisku on myös pienempi.

Teoreettinen paineisku voidaan laskea kaavalla

$$\Delta p_{wh} = \frac{2 * l * \rho_f * v_f}{t_c} \quad (9)$$

jossa  $t_c$  on venttiilin sulkeutumisaika [s]. [6]

Paineiskun suuruus voidaan kyseisessä tilanteessa vaihtoehtoisesti määrittää myös erilaisten graafisten ratkaisujen, kuten esimerkiksi Quickin käyrästön, avulla. Quickin käyrästö on esitetty kuvassa 13. Huomioitavaa on, että käyrästössä venttiilin sulkeutuminen on oletettu tasaiseksi. [7]



**Kuva 13.** Quickin käyrästö. Kuvaajassa  $K = \Delta p_{wh}/2p_0$  ( $\Delta p_{wh}$  saadaan kaavalla (6) ja  $p_0$  on järjestelmän staattinen paine),  $N = t_c/t_{cr}$  ( $t_{cr}$  saadaan kaavalla (5)) ja  $\Delta p_{max}$  on paineen nousu putkistossa yli staattisen paineen, kun  $t_c > t_{cr}$ . [7, s. 25]

Todellisuudessa järjestelmän paineenousu on teoreettista arvoa pienempi, sillä kaavoissa oletettiin, että nesteen liike-energia sitoutuu kokonaan nesteen tilavuudenuutokseen. Osa liike-energiasta kuluu kuitenkin oikeissa järjestelmissä myös häviöihin ja virtauskanavan muodonmuutokseen, mikä johtaa pienempään paineenousuun. [6]

Oppikirjoissa [6, 7] on kerrottu myös se, miten paineisku voi syntyä toimilaitteidenkin yhteydessä. Jos esimerkiksi sylinterin tai moottorin liike pysäytetään äkkinäisesti, ne pyrkivät jatkamaan liikettä venttiilin sulkeutumisesta huolimatta. Tämän johdosta paine kasvaa ensin paluupuolella ja vastaavasti painepuolella paine laskee. Tällöin neste toimii jousen tavoin ja pyrkii työntämään toimilaitetta takaisin päin kohti tasapainoasemaa. Näin



toimilaitte värähtelee tasapainoaseman ympärillä niin kauan, kunnes kitkat ja vuodot vaimentavat toimilaitteen liikkeen.

Pienempiä paineiskuja voi heijastua järjestelmässä takaisin myös erilaisista kertavastuksista. Näitä ovat esimerkiksi putkikäyrät, venttiilit ja supistukset, ja ne kaikki antavat putkiosuuden pituutta vastaavan ominaistajuuden painevaihtelulle. [5]

Poralaitteiden sisältämä porakone on merkittävä painevaihteluiden aiheuttaja hydraulilinjassa. Tämä johtuu osittain porakoneen sisältämästä ohjausventtiilistä, joka ohjaa virtauksen niin, että porakoneen synnyttämä iskutoiminto on mahdollista. Porauksen aikana venttiili vuoroin sulkee ja avaa eri virtauskanavia riippuen siitä, missä vaiheessa iskua ollaan. Venttiilin säännöllinen sulkeutuminen ja avautuminen aiheuttavat siis painevaihteluita porakoneen iskutaajuuden mukaisesti hydraulilinjaan. Lisäksi paineiden vaihteluun vaikuttaa porakoneen sisältämä edestakaisin liikkuva iskumäntä. Koska iskumäntä on differentiaalisylinteri (männän eri puolilla vaikutuspinta-alat ovat erikokoiset), nesteen virratessa porakoneelle paine muuttuu riippuen iskumännän asemasta porauksen aikana. Porakoneen toiminnasta kerrottiin tarkemmin luvussa 2.2.1.

Painehiipun pienentämiseksi löytyy muutamia keinoja. Esimerkiksi virtausnopeuden pienentäminen, tilavuuden kasvattaminen (lisää järjestelmän joustoa ja pienentää ominaiskulmanopeutta) ja hitaampi venttiilien sulkeminen auttaa vaimentamaan paineiskuja. [7]

### 3.1.4 Ominaisaajuus

Yksi esimerkki järjestelmän värähtelyominaisuuksien kuvaamiseen on askelvaste, joka tarkoittaa askelmaista herätettä hydraulijärjestelmässä. Järjestelmän asettuessa uuteen jatkuvuustilaan askelvasteessa voi olla havaittavissa heilahtelua. Tämän heilahtelun taajuutta kutsutaan järjestelmän ominaisaajuudeksi. Järjestelmä voi sisältää useita hydraulisia ja mekaanisia ominaisaajuuksia. Herätteen vaihtelun osuessa samalle taajuudelle jonkin ominaisaajuuden kanssa, syntyy resonanssi, jolloin amplitudi alkaa kasvaa. Amplitudin kasvun suuruus taas riippuu järjestelmän vaimennuskyvystä. Koska herätekin voi koostua useasta taajuudesta ja sen monikerratkin voivat aiheuttaa resonanssin, värähtelyn todennäköisyys moninkertaistuu. [5]

Lähteen [5] mukaan ominaisaajuuksien laskennassa voidaan käyttää hyväksi mekaanista jousianalogiaa. Tällöin ominaiskulmanopeus voidaan laskea kaavalla

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_f}} \quad (10)$$

jossa  $k$  on jousivakio [N/m] ja  $m_f$  on linjastossa olevan nesteen massa [kg]. Linjastossa olevan nesteen massa voidaan esittää myös kaavan (11) avulla

$$m_f = \rho_f * l * A_l \quad (11)$$

jossa  $l$  on linjaston pituus [m] ja  $A_l$  on linjaston sisäpoikkipinta-ala [m<sup>2</sup>]. Jousivakio  $k$  taas voidaan esittää kaavan (12) mukaisesti

$$k = \frac{A_l^2 * B_f}{V_f} \quad (12)$$

jossa  $B_f$  on nesteen puristuskerroin [Pa] ja  $V_f$  on kokoonpuristuvan nesteen tilavuus [m<sup>3</sup>]. Näin ominaiskulmanopeuden kaava muuttuu muotoon

$$\omega_n = \sqrt{\frac{A_l * B_f}{\rho_f * L * V_f}} \quad (13)$$

Ominaiskulmanopeus on vielä muutettavissa ominaistajuudeksi muistamalla kulmanopeuden ja taajuuden välinen yhteys

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (14)$$

## 3.2 Värähtelyn jaottelu

Hydraulisisissa järjestelmissä esiintyy monenlaista värähtelyä, ja herätteen aiheuttajia voi esiintyä useitakin. Värähtelyjä voidaan luonteensa puolesta jakaa tässä pääluvussa esiteltyihin luokkiin.

### 3.2.1 Pakkovärähtely

Hydraulinen pakkovärähtely liitetään usein sellaisiin tilanteisiin, joissa nestemassa joko yksin tai yhdessä mekaanisen massan kanssa värähtelee suljetuissa virtausteissä pitkittäin. Tällaisen värähtelyn matemaattisia tarkasteluja on pystytty yksinkertaistamaan olettamalla, että värähtelevä nestemassa on kokoonpuristumaton. Tällöin tapaus on verrattavissa yhden vapausasteen mekaaniseen jousi/massa/vaimennin -järjestelmään. [5]

Kuten jo luvussa 3.1.1 todettiin, pakkovärähtelyn herätteenä toimii jokin nesteen ulkopuolelta vaikuttava pakkovoima. Samassa luvussa tuotiin myös esille erilaisten herätteiden mahdollisia lähteitä.

### 3.2.2 Virtausherätteinen värähtely

Värähtelyjä voi syntyä myös suoraan nesteen virtauksesta ilman, että siihen vaikuttaa mikään ulkoinen pakkovoima tai -siirtymä. Tällöin värähtelyenergia saadaan suoraan virtauksen sisältämästä energiasta. Virtausherätteinen värähtely voi syntyä esimerkiksi turbulenttisen virtauksen, aaltoilun tai pyörteiden vuoksi. Näiden mahdollisten herätteiden

ollessa jaksollisia, ne voivat johtaa resonanssitilaan mekaanisten tai hydraulisten ominaistajuuksien kanssa. Hydraulisten koneiden ja laitteiden häviöt toimivat osaltaan värähtelyenergian lähteitä. [5]

Jos virtausherätteistä värähtelyä halutaan tarkastella matemaattisesti, mahdollisena lähtökohdaksi voidaan pitää voimatasapainoon perustuvaa lineaarista differentiaaliyhtälöä ja siitä muodostettua taajuusvastetta. Tämän toteuttaminen ei kuitenkaan ole ongelmattonta, sillä värähtelyn herätettä ei yleensä tunneta täsmällisesti. Herätteellä on taipumus mukautua muuhun järjestelmään taajuuden ja amplitudin osalta, mikä vaikeuttaa vasteen amplitudien määrittämistä. Usein joudutaankin käyttämään apuna erilaisia mallikokeita, sillä virtauskuvat ovat usein monimutkaisia ja niitä on vaikea esittää matemaattisesti. [5]

### 3.2.3 Kaksifaasivirtauksen aiheuttama värähtely

Hydrauliikassa kaksifaasivirtauksella tarkoitetaan sellaista tilannetta, jossa virtaavan nesteen mukana liikkuu myös ilmaa. Kuten jo hydraulisten joustojen yhteydessä todettiin, nesteeseen liennut kaasu ei vaikuta nesteen ominaisuuksiin, mutta vapaa kaasu vaikuttaa. Kaasu esiintyy nesteessä pieninä kuplina, jotka vapautuvat paineen alentumisen vuoksi. Tämän lisäksi kuplia voi myös tulla sekoittumisen tai vuotojen kautta suoraan nesteeseen. [5]

Pienet nesteessä olevat kaasukuplat pienentävät puristuskerrointa, mikä aiheuttaa esimerkiksi hydraulisen jousivakion, ominaistajuuksien ja paineaallon etenemisnopeuksien muuttumisen. Yksi haitallisimmista ilmiöistä, joita kaksifaasivirtauksessa esiintyy, on kavitatio. [5]

### 3.2.4 Hydroelastinen värähtely

Tyypillisesti hydroelastisessa värähtelyssä hydrauliset voimat aiheuttavat rakenteen jouston, jolla on myös vastavaikutus virtaukseen ja hydraulisiin voimiin. Lähes kaikki tässä luvussa 3.2 esitellyistä värähtelytapauksista ovat jossain määrin hydroelastisia. Niissä vain rakenteen ja nesteen hydroelastinen vuorovaikutus on otettu huomioon eri tavoin. [5]

Yksi tyypillinen hydroelastinen ongelma on putkistovärähtely, jonka synnyttäjinä voivat toimia erityisesti putkikäyriin kohdistuvat vaihtelevat painevoimat. Tällöin vaimennuksena toimii nesteen kitka. Värähtelyongelmaa on mahdollista aproksimoida painottamalla joko akustisia tai mekaanisia näkökohtia. Akustisessa aproksimaatiossa oletetaan, että nesteen ympärillä oleva putkisto ei liiku, kun taas mekaanisessa aproksimaatiossa putkisto oletetaan liikkuvaksi ja samalla nestemassan oletetaan seuraavan täysin putken liikettä. [5]

Aproksimaatioilla voidaan selvittää akustiset ja mekaaniset ominaistajudet, mutta ei

amplitudeja. Amplitudit voidaan saada selville vasta, kun hydraulisia ja mekaanisia vaikutuksia tarkastellaan samanaikaisesti. Samalla saadaan selville myös todelliset ominaistajuudet, joiden arvot voivat olla hyvinkin erilaisia verrattuna aproksimaatioilla saatuihin arvoihin. [5] Tämä johtuu siitä, että käytännössä hydraulijärjestelmien linjastoissa esiintyy lukuisia akustisen ja mekaanisen värähtelyn ominaistajuuksia. Nämä sekoittuvat vielä toisiinsa siinä määrin, että niiden erottaminen toisistaan on mahdotonta. [10]

### 3.3 Hydrauliletkujen ja -putkien ominaisuudet

Letkujen ja putkien käyttö hydraulijärjestelmissä on käytännössä aina välttämätöntä. Eri-tyisesti mobilelaitteissa hydraulikomponentit joudutaan usein sijoittamaan sellaiselle etäisyydelle toisistaan, että hydraulinesteen kuljettamiseen komponentilta toiselle tarvitaan joko putkia tai letkuja. Letkujen merkitys kasvaa niiden joustavuuden vuoksi aina silloin, kun laitteessa on toisiinsa nähden liikkuvia osia tai hydraulilinjasto pitää asentaa ahtaaseen tilaan. Virtauskanavan koon täytyy olla riittävän suuri putkistossa tapahtuvien vastushäviöiden vuoksi ja virtauskanavan tulisi olla mahdollisimman lyhyt ja yksinkertainen. [6]

Järjestelmissä käytettävät putket ovat yleensä saumattomia tai hitsattuja hiiliteräsputkia, joita on saatavilla erilaisia laatuja. Vaadittu putkien sisähalkaisijan suuruus voidaan määrittää jatkuvuusyhtälön avulla, jos tilavuusvirta on tiedossa. [7] Putkien etuja ovat esimerkiksi pienempi minimitaivutussäde, laajempi lämpötilatoiminta-alue ja keveys. Putkien käyttöä taas toisaalta rajoittaa esimerkiksi ruostumisen uhka ja niiden jäykkyys toisiinsa nähden liikkuvia osia sisältävissä laitteissa. [11] Putket saattavat myös siirtää pumpun tuottamia värähtelyjä toisiin komponentteihin, jos paineputkessa syntyy resonanssi-ilmiö. Pumpun tuottaman värähtelyn taajuus riippuu sen sisältämien syrjäytyselinten lukumäärästä ja pumpun pyörimisnopeudesta. Näitä värähtelyjä vaimentamaan voidaan käyttää paineakkuja, mutta ratkaisuna putkien tilalle voidaan asentaa värähtelyongelman esiintyessä myös joustavampia hydraulikaletkuja. [7]

Moderni hydraulikaletku sisältää tyypillisesti kolme eri rakenneosaa: sisäkerros, vahvikekerros ja päällyskerros. Kuvassa 14 on esitetty hydrauliletkun rakenne poikkileikkauksen avulla. Sisäkerroksen tulee olla joustava ja sen pitää olla yhteensopiva käytetyn hydraulioöljyn kanssa. [12] Yhteensopivuudella tarkoitetaan sitä, että materiaali ei vaurioidu nesteestä ja sen huokoisuus on niin pieni, ettei neste pääse tunkeutumaan sisäkerroksen läpi vahvikekerrokseen suurillakaan paineen arvoilla [6]. Sisäkerroksen materiaalina on yleisesti käytetty yhdisteit, kuten esimerkiksi synteettistä kumia ja termoplastisia materiaaleja [12].



*Kuva 14. Hydraulikkaletkun rakenne. [13]*

Vahvikekerroksen rooli on muodostaa hydrauliletkun paineenkesto. Sisäkerroksen ympärille sijoitettavat vahvikekerrokset voivat olla joko puuvilla-, tekokuitu-, tai teräskudosta tai terässpiraalia. Mitä enemmän vahvikekerroksia letkussa on, sitä suuremmaksi saadaan sen paineenkesto. [6] Kudoksien asettelutyylillä on myös merkitystä letkun ominaisuuksiin. Ristikudostyyppiset letkut olivat jonkin aikaa yleisesti käytössä monissa hydraulisissa sovelluksissa, sillä niillä on keskitason paineenkesto ja hyvä joustavuus. Kuitenkin työpainetasojen noustessa on ollut tarpeellista ryhtyä käyttämään yhä enemmän spiraalikudosletkuja. Spiraalikudosletkut soveltuvat korkeammille painetasoille kuin ristikudosletkut ja ne kestävät yksittäisiä korkeita painepiikkejä myös paremmin. [14]

Päällyskerroksen tarkoitus on toimia erilaisten mekaanisten tai kemiallisten rasitusten suojana [6]. Päällyskerroksen materiaali määräytyy sen mukaan, minkälaisista työskentelyympäristöistä varten se on suunniteltu. Letku voi olla esimerkiksi öljyn, sään tai hankauksen kestävä. [12]

Hydrauliletkujen dynaamiset ominaisuudet ovat hyvinkin erilaiset verrattuna hydrauliputkiin. Tämä johtuu niiden erilaisesta rakenteesta ja erityisesti letkuissa käytetystä kumista, jonka elastisuuden ja leikkausjännityskertoimen arvot riippuvat esimerkiksi lämpötilasta ja jännitteiden suuruudesta. Tämän vuoksi hydrauliletkun ominaisuuksien mallintaminen ei ole kovinkaan yksinkertaista, koska letkun rakenne käyttäytyy eri tavalla eri toimintapisteissä. [15]

Letkujen joustavuuden vuoksi niiden vaikutus hydraulijärjestelmälle on samankaltainen kuin paineakuilla. Kun paine järjestelmässä nousee, letkut laajentuvat ja voivat näin samalla toimia paineiskujen ja -värähtelyjen vaimentimina. Toisaalta letkujen käyttö pienentää järjestelmän ominaistajuutta ja lisää joustoja. [6]

Värähtelyteknisesti ajatellen letkut ovat kuitenkin joustavuutensa vuoksi parempi vaihtoehto kuin hydrauliputki. Tätä havainnollistaa erityisesti niin kutsuttu karakteristinen impedanssi, joka esiintyy tilavuusvirran vaihtelun ja painevaihtelun välistä yhteyttä esittävässä kaavassa

$$p_v = Z_i * Q_v \quad (15)$$

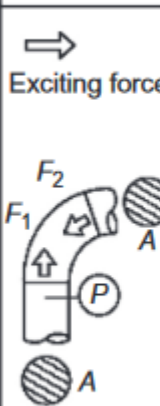

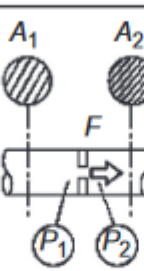
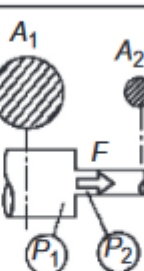
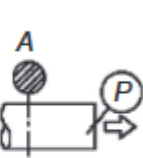
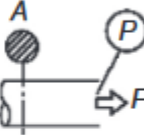
jossa  $p_v$  on painevaihtelu [Pa],  $Z_i$  on karakteristinen impedanssi [ $\text{Pasm}^{-3}$ ] ja  $Q_v$  on tilavuusvirran vaihtelu [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]. Karakteristinen impedanssi taas voidaan laskea kaavalla

$$Z_i = \frac{\rho_f \cdot c}{A_l} = \sqrt{\frac{B_e \cdot \rho_f}{A_l}} \quad (16)$$

jossa  $\rho_f$  on nesteen tiheys,  $B_e$  on tehollinen puristuskerroin ja  $A_l$  on linjaston poikkipinta-ala. [16] Kuten kaavasta (16) voidaan päätellä, värähtelyjä voidaan periaatteessa vaimentaa joustavuutta lisäämällä, linjan poikkipinta-alaa suurentamalla tai valitsemalla hydraulioöljy, jonka tiheys on mahdollisimman pieni. Joustavuuden lisääminen tukee sitä ajatusta, että letku toimisi järjestelmässä värähtelytekniisesti ajateltuna paremmin kuin putki.

### 3.4 Hydraulisen ja mekaanisen värähtelyn yhteys hydraulilinjassa

Flow-Induced Vibrations -kirjassa [17] käydään läpi sitä, miten painevaihtelut putkistossa voi olla syynä putkiston värähtelyongelmiin. Painevaihtelut hydraulilinjastossa aiheuttavat herätevoimia putkiston seinämiin. Kuvasta 15 nähdään se, että voimien suuntaan ja suuruuteen vaikuttavat esimerkiksi putkikäyrät, T-haarat ja kuristukset. Näiden syntyneiden voimien kautta painevaihtelut järjestelmässä ovat yhteydessä hydrauliputkiin. Jos painevaihteluiden taajuus vastaa putkiston ominaistajuutta, syntyy resonanssi-ilmiö, jolloin nesteen painevaihtelu muuttuu rakennevärähtelyksi järjestelmässä.

	Bend	Branch	Orifice	Reducer	Closed end	Open end
Exciting force						
	$F_1 = F_2 = P \cdot A$	$F = P \cdot A$	$F = P_1 \cdot A_1$ $-P_2 \cdot A_2$	$F = P_1 \cdot A_1$ $-P_2 \cdot A_2$	$F = P \cdot A$	$F = 0$

**Kuva 15.** Painevaihtelusta johtuvat herätevoimat putkistossa eri tilanteissa. [17, s. 206]

Vaikka Flow-Induced Vibrations -kirja käsittelee vain putkia, voidaan todeta samojen herätevoimien vaikuttavan myös hydrauliletkuissa. Usein letkuja ehdotetaan värähtelyjen

ilmaantuessa asentamaan putkien tilalle niiden joustavamman rakenteen vuoksi [18], mutta se ei tarkoita, että letkut olisivat ongelmattomia. D.K. Longmoren ja A. Schlesingerin julkaisun [19] tutkimustulosten perusteella värähtelyt voivat välittyä rakenteisiin myös letkuja käytettäessä. Tuloksista selviää myös se, että erilaiset letkut kuljettavat värähtelyjä eri tavalla. Julkaisussa tutkittiin erilaisten rakenteellisten ja hydraulisten heräteaaltojen etenemistä neljällä eri letkutyypillä, joita olivat synteettisen kuitukudoksen sisältävä letku, yksikerroksinen teräsristikudosletku, kaksikerroksinen teräsristikudosletku ja neljäkerroksinen terässpiraalikudosletku. Julkaisun perusteella letkumateriaali, kudoksen määrä ja kudosten asettelutyylit (risti- tai spiraalikudos) vaikuttavat siihen, miten aallot järjestelmässä etenevät.

Longmoren ja Schlesingerin tutkimuksissa testijärjestelmän avulla nesteen täyttämän letkun toiseen päähän aiheutettiin erillisellä laitteella kaksi mekaanista impulssiherätettä. Toinen heräteaaltoista oli voimakkaampi ja eteni nopeammin, kun taas toinen oli hitaampi ja voimakkuudeltaan heikompi. Nämä impulssiherätteet aiheuttivat samalla myös letkun sisältämään nesteeseen vastaavat paineaallot. Näitä paineaaltoja mitattiin letkun toiseen päähän asennetulla muuntajalla. Nopeamman aallon etenemisen nopeus oli melko sama jokaisella eri letkutyypillä. Eroja alkoi enemmän näkyä hitaammalla heräteaalolla. Spiraalivahvisteisella letkulla hitaamman aallon nopeus oli selvästi alhaisempi, kuin kuitukudos- ja ristikudosletkuilla. Tarkasteltaessa letkujen kykyä vaimentaa nopeampaa ja voimakkaampaa paineaaltoa huomattiin, että kuitukudosletku onnistui tässä parhaiten ja spiraalivahvisteinen letku huonoiten. Tämä johtuu siitä, että spiraalikudos tekee letkun seinämistä hyvin jäykät, eikä tilavuus muutu niin suuresti paineen alla muihin letkutyyppeihin verrattuna. Tämä johtaa siihen, ettei paineaallon energiaa kulu letkun seinämien laajenemiseen. Muut kudostyytit joustavat enemmän, jolloin ne vaimentavat paineaaltoa myös enemmän. [19]

### 3.4.1 Impulssilause

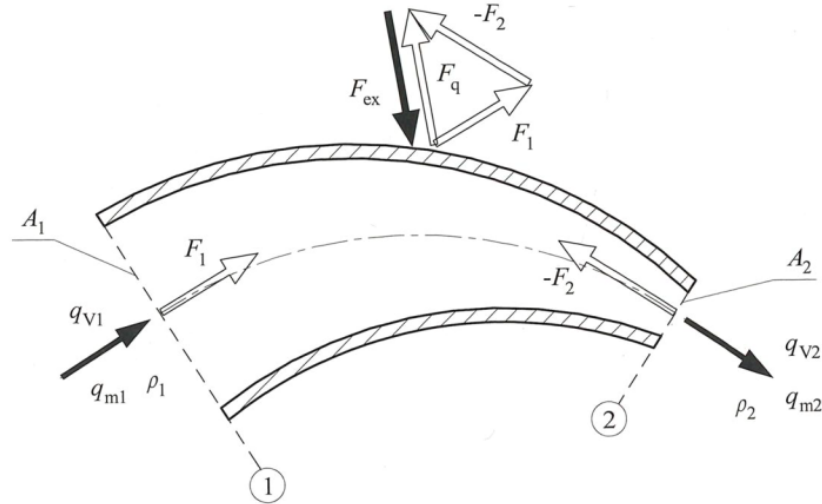
Nesteen nopeudenmuutokset hydraulijärjestelmässä aiheuttavat kiinteisiin kappaleisiin voimia, joiden vaikutuksia voidaan selvittää impulssilauseen avulla. Impulssilauseetta käytettäessä ei tarvitse tuntea virtauksen sisäisiä tapahtumia, kunhan tutkittavan tilan virtaussuhteet sisään- ja ulosvirtauskohdissa ovat tiedossa. [6]

Nesteen liike aiheuttaa linjaston seinämään virtausvoiman eli Bernoullin voiman  $\bar{F}_q$ , joka on itseisarvoltaan yhtä suuri kuin nesteeseen vaikuttava tukivoima eli

$$\bar{F}_q = -\bar{F}_{ex} \quad (17)$$

Voimat ovat keskenään erimerkkisiä, koska tukivoima on virtausvoiman reaktio. Ne koostuvat kaikista tutkittavaan tilaan vaikuttavista voimista, joita ovat nesteen ja seinämän väliset voimat sekä vapaisiin pintoihin vaikuttavat painevoimat. [6]

Kuvassa 16 on esitetty eräs mielivaltaisesti muuttuva putkimutka, jonka sivuseinät eivät läpäise virtausta. Kyseisessä tilanteessa virtaustilasta poistuu nesteosa ja tilalle tulee uusi. Tämän johdosta syntyy impulssimuutos ja voimavaikutus. Kuvassa oleva tapahtuma oletetaan myös stationääriseksi, eli virtaus on tasainen. [6]



**Kuva 16.** Virtauksen aiheuttamat voimavaikutukset. [6, s. 49]

Hydrauliteknikka-kirjassa [6] on johdettu vektorimuotoinen kaava kuvassa 16 näkyvälle tukivoimalle  $\bar{F}_{ex}$ , missä on oletettu, että nesteen tiheys ja tilavuusvirta säilyvät samana virtauksen ohittaessa putkimutkan

$$\bar{F}_{ex} = \rho_f * q_v * (\bar{v}_2 - \bar{v}_1) \quad (18)$$

Todellisuudessa virtausnopeudet ja tilavuusvirran suuruudet vaihtelevat ajan funktiona hydraulijärjestelmän käytön aikana, mutta kaavasta (18) nähdään hyvin se, mitkä asiat vaikuttavat seinämiin kohdistuvien voimien suuruuteen.

### 3.5 Ratkaisuehdotuksen pohdinta tutkimusongelmaan

Alkuperäinen oletus tälle työlle oli, että hydrauliletkujen mekaaninen värähtely poralaitteessa johtuu järjestelmässä tietyllä taajuudella esiintyvistä painevaihteluista. Merkittävä värähtelyherätteiden luoja on laitteessa oleva porakone. Syntyneet painevaihtelut nesteessä muuttuvat laitteessa rakenteellisiksi värähtelyiksi, kun painevaihteluiden taajuus osuu hydraulilinjan ominaistaajuudelle ja syntyy resonanssi-ilmiö. Ratkaisuehdotus ongelman korjaamiseksi tulisi olla siis sellainen, että hydraulilinjan ominaistaajuus siirtyisi painevaihteluiden taajuusalueen ulkopuolelle ja mahdollisesti myös pienentäisi paineamplitudin suuruutta.

Luvun 2.1.2 lopussa listattiin kolme keinoa painehiipun pienentämiseksi hydraulijärjestelmässä: virtausnopeuden pienentäminen, tilavuuden kasvattaminen ja



hitaampi venttiilin sulkeminen. Hyvä vaihtoehto voisi tämän työn tapauksessa olla tilavuuden kasvattaminen, koska sillä voidaan myös vaikuttaa järjestelmän ominaiskulmanopeuteen. Ratkaisuvaihtoehto, joka samalla lisää järjestelmän tilavuutta ja pienentää nesteen virtausnopeutta, on vaihtaa nykyisen iskun hydraulilinjan letkut kokoa isompaan.

Tällä hetkellä käytetyt letkut ovat 16-kokoisia, jolloin niiden sisähalkaisija on noin 25,4 millimetriä. Teoreettinen tilavuusvirta 16-kokoisen letkun läpi voidaan esittää kaavan (19) avulla

$$Q_{16} = v_{16} * A_{16} = v_{16} * \pi * (0,0127 \text{ m})^2 \quad (19)$$

jossa  $v_{16}$  on virtausnopeus 16-kokoisen letkun läpi [m/s]. Oletetaan, että järjestelmä pysyy muuten samana, mutta iskun linjan letkut vaihdettaisiin isommaksi 20-koon letkuiksi. Tällöin sisähalkaisija muuttuisi linjastossa arvoon 31,8 mm. Nyt tilavuusvirta tällaisen letkun läpi voidaan esittää kaavalla (20)

$$Q_{20} = v_{20} * A_{20} = v_{20} * \pi * (0,0159 \text{ m})^2 \quad (20)$$

jossa  $v_{20}$  on virtausnopeus 20-kokoisen letkun läpi [m/s]. Koska oletettiin, että järjestelmä ei muutu letkuja lukuunottamatta, voidaan tilavuusvirtojen todeta olevan molemmissa tapauksissa samat, sillä pumpun tuotto säilyy samana. Näiden tietojen pohjalta voidaan selvittää, kuinka paljon järjestelmän virtausnopeus pienenee prosentteina vaihdettaessa 16-kokoinen letku 20-kokoiseen.

$$Q_{16} = Q_{20} \quad (21)$$

$$v_{16} * \pi * (0,0127 \text{ m})^2 = v_{20} * \pi * (0,0159 \text{ m})^2 \quad (22)$$

$$v_{20} = \frac{(0,0127 \text{ m})^2}{(0,0159 \text{ m})^2} * v_{16} \quad (23)$$

$$v_{20} \approx 0,638 * v_{16} \quad (24)$$

Kuten kaavasta (24) huomataan, virtausnopeus on laskujen mukaan noin 36 prosenttia alhaisempi käytettäessä yhtä kokoluokkaa isompaa letkua. Kun vielä tutkitaan luvussa 2.1.2 esitettyjä paineiskun kaavoja (6) ja (9), huomataan, kuinka vahvasti virtausnopeuden muutos vaikuttaa myös paineiskun suuruuteen. Jos virtausnopeus on 36 prosenttia pienempi 20-kokoisella letkulla, myös paineiskun suuruus on 36 prosenttia pienempi verrattuna 16-kokoiseen letkuun. Tilavuuden kasvu lisää myös osaltaan järjestelmän joustoja ja pienentää tehollista puristuskerrointa.

Tilavuuden lisääminen järjestelmässä ei vaikuta pelkästään paineiskuihin. Kuten jo luvussa 2.1.2 todettiin, tilavuuden lisääntyminen pienentää järjestelmän ominaiskulmanopeutta. Tämän vuoksi suuremman letkun käyttö voisi mahdollisesti

muuttaa järjestelmän ominaistajuutta siten, ettei se enää osuisi painevaihteluiden taajuusalueelle.

Lasketaan arviot hydraulilinjän ominaistajuudesta sekä 16- että 20-kokoisella nelikerroksisella spiraalikudosletkulla aikaisemmin esitettyjen kaavojen avulla. Tähän työhön liittyvissä testeissä käytettiin poralaitetta, jonka iskun painelinjan pituus oli kokonaisuudessaan 23,61 metriä. Oletetaan, että linjasto koostuu pelkästä hydrauliletkusta. Lisäksi oletetaan, että järjestelmän paine on 180 baria, öljyn lämpötila on 60 °C ja öljyn tiheys on 890 kg/m<sup>3</sup>. Näillä tiedoilla käytetyn öljyn puristuskerroin saadaan kuvasta 10. Molempien letkukokojen puristuskertoimet saadaan kuvasta 11. 16-kokoisen letkun sisähalkaisija on 25,4 mm ja 20-kokoisen 31,8 mm. Kun vielä oletetaan järjestelmä ilmattomaksi, voidaan tehollinen puristuskerroin laskea kaavalla (1) sekä 16-kokoista letkua sisältävälle järjestelmälle että 20-kokoista letkua sisältävälle järjestelmälle. 23,61 metriä 16-kokoista letkua sisältävän järjestelmän teholliseksi puristuskertoimeksi saadaan

$$B_{e16} \approx 1003,5MPa$$

ja 20-kokoista letkua sisältävän järjestelmän teholliseksi puristuskertoimeksi saadaan

$$B_{e20} \approx 928,2MPa$$

Nyt voidaan laskea ominaistajuus kaavojen (13) ja (14) avulla 16-kokoiselle letkulle, jolloin saadaan

$$f_{n16} \approx 7,16Hz$$

ja 20-kokoiselle

$$f_{n20} \approx 6,88Hz$$

Ominaisajuuksien ero ei ole tässä kovin suuri, mutta jokaisella monikerralla taajuuksien ero kasvaa. Selvitetään vielä ominaistajuudet myös kaavojen (4) ja (8) avulla. 16-kokoiselle letkulle äänennopeudeksi saadaan edellä laskettujen arvojen mukaisesti

$$c_{16} \approx 1062m/s$$

ja 20-kokoiselle

$$c_{20} \approx 1021m/s$$

Näistä edelleen voidaan laskea kaavalla (8) 16-kokoisen letkun ominaistajuus

$$f_{n16} \approx 22,49Hz$$

ja vastaavasti 20-kokoisen

$$f_{n20} \approx 21,63\text{Hz}$$

Tässäkin ominaistajuuksien ero ei ole kovin suuri, mutta monikertojen kasvaessa myös erokin kertautuu aina suuremmaksi. Tulokset kuitenkin näyttävät sen, että letkun muutoksella on vaikutusta järjestelmän ominaistajuuteen.

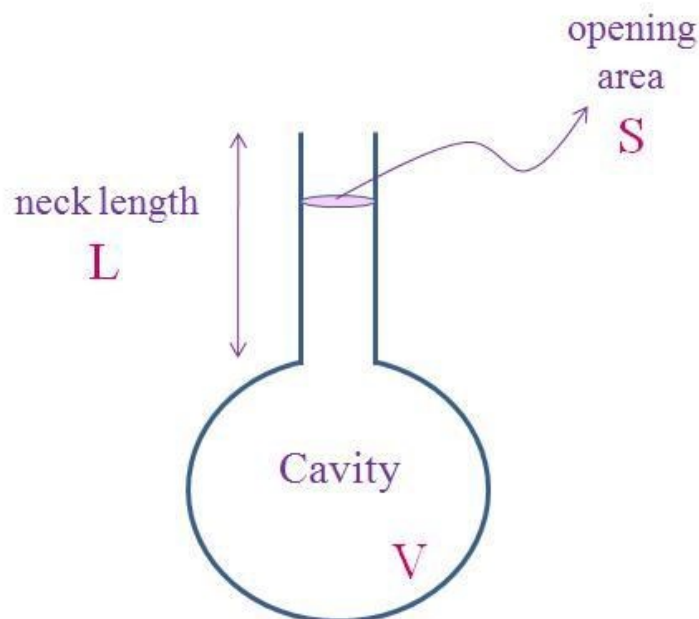
Letkukoon suurentamisen lisäksi painevärähtelyjen vaimentamiseen on kaupallisesti tarjolla myös useita erillisiä hydraulisia vaimentimia, jotka voidaan vain kytkeä päähydraulilinjan yhteyteen. Erilaisia vaimentimia on hyvä pitää varteenotettavana ratkaisuna ongelmaan, koska ne eivät vaadi kovin suuria rakenteellisia muutoksia itse poralaitteeseen. Muutamia tämän työn tutkimusongelmaan sopivia hydraulisia vaimentimia esitellään seuraavassa luvussa.

## 4. HYDRAULISET VAIMENTIMET

Hydraulisia värähtelyjä ei tarvitse aina yrittää vaimentaa rakenteellisilla muutoksilla. Painevaihteluiden vaimennus voidaan toteuttaa myös erillisillä hydraulisilla vaimentimilla, jotka kytketään päähydraulilinjan yhteyteen. Tässä luvussa tuodaan esille sellaisia vaimentimia, jotka soveltuvat tämän diplomityön tutkimusongelman mahdollisiksi ratkaisuksi. Helmholtz-resonaattori käsitellään tarkemmin, koska sillä saavutettiin parhaimmat testitulokset. Niistä kerrotaan tarkemmin luvussa 6.

### 4.1 Helmholtz-resonaattori

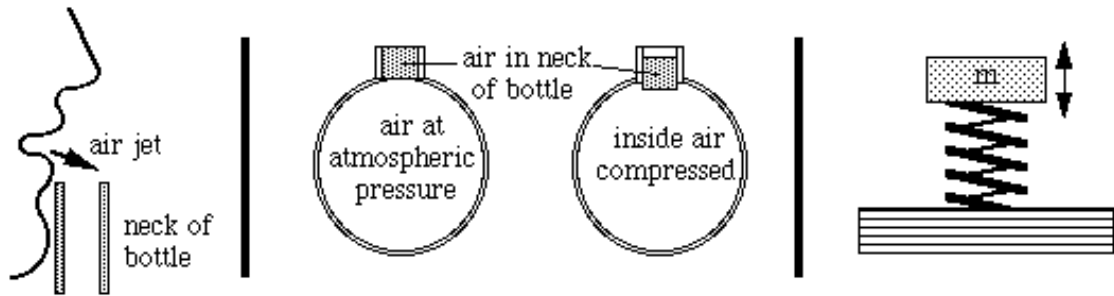
Helmholtz-resonaattori tunnetaan paremmin akustiikan puolella kuin hydraulikassa. Hydraulikan ja akustiikan luonteet ovat kuitenkin niin samankaltaiset, että akustiikassa keräytyjä tutkimustuloksia ja tietoutta voidaan hyödyntää myös hydraulikan alueella. Yleisesti resonaattorin rakenne on yksinkertainen ja se koostuu vain kahdesta osasta: ontelosta (engl. ”cavity”) ja siinä kiinni olevasta avonaisesta kaulasta (engl. ”neck”). [20] Kuvassa 17 on yksinkertainen hahmotelma resonaattorin rakenteesta.



*Kuva 17. Hahmotelma Helmholtz-resonaattorin rakenteesta. [21]*

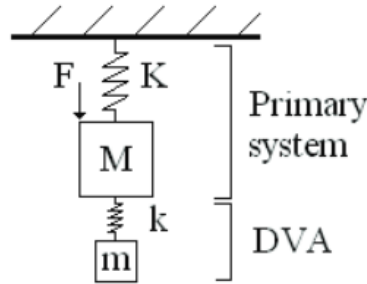
Akustiikan sovelluksissa ontelossa on yleensä ilmaa, joka voi ryhtyä värähtelemään ontelon sisällä ja avonaisen kaulan lähellä. Tämä johtuu ilman kokoonpuristuvuudesta ja ”jousimaisuudesta”. Jos ilmaa puristetaan kokoon, paine kasvaa ja se pyrkii laajenemaan takaisin alkuperäiseen tilavuuteensa. [22]

Resonaattorin toimintaperiaatetta voidaan havainnollistaa monelle hyvinkin tutulla esimerkillä, jossa ihminen puhaltaa tyhjäan pulloon kevyesti ja sen seurauksena pullosta alkaa kuulua ääntä. Tapahtuman aikana pullo toimii Helmholtz-resonaattorina. Ajatellaan, että pullon kaulassa on erillinen pala ilmaa, joka voi myös liikkua kaulan sisässä. Tätä tilannetta havainnollistetaan kuvassa 18. Kun ihminen puhaltaa pullon suulle, syntynyt ilmavirtaus painaa kaulassa olevan ”ilmapalasan” alemmas kohti pullon sisustaa (onteloa). Pullon sisällä paine kasvaa, jolloin kaulan ilmapalanen työntyykin takaisin kohti pullon suuta. Ilmapalanen ei kuitenkaan pysähdy alkuperäiseen paikkaansa, vaan sen sisältämä liikemäärä työntää sen hieman ulos pullosta. Tämän jälkeen pullossa oleva alipaine vetää ilmapalasan takaisin sisäänpäin kohti pullon sisäosaa. Näin ilmapalanen värähtelee kaulan sisässä puhalluksen aikana. Värähtelyn seurauksena pullosta alkaa kuulua ääntä, jonka taajuus vastaa ilmapalasan värähtelyn taajuutta. Tätä värähtelyä ja äänen syntymistä kutsutaan Helmholtzin resonanssiksi ja taajuus, jolla syntynyt ääni värähtelee, on resonaattorin ominaistaajuus. [22]



**Kuva 18.** Helmholtz-resonaattorin toimintaperiaate. Vasemmalla ihminen puhaltaa ilmaa resonaattorin kaulan suulla. Keskellä on esitetty ”ilmapalasan” käyttäytyminen kaulassa. Oikealla resonaattorin toiminta on esitetty jousi-massasysteeminä (ontelo toimii jousena ja kaulassa oleva ilmapalanen värähtelevänä massana). [22]

Kuten edellä kuvattu esimerkki ja kuva 18 osoittaa, pullon ontelon sisältämä ilma toimii tapahtumassa jousen tavoin ja kaulassa oleva ilmapalanen on jousen päässä värähtelevä massa. Vaikka esimerkin väliaineena toimiikin ilma, sama toimintaperiaate pätee hydrauliliikassa nesteelle. Kun resonaattori on kytketty hydraulilinjaan, ja linjaston painevaihtelun taajuus osuu resonaattorin ominaistaajuudelle, värähtely siirtyy resonaattorille ja päälinjaston värähtely vaimenee. Tämän vuoksi resonaattoria voidaan käyttää hydraulijärjestelmissä dynaamisena värähtelyvaimentimena, joka imee tiettyntaajuisia painevaihteluita (ääniaaltoja) tehokkaasti. Jos resonaattorin toiminnan vaikutusta hydraulijärjestelmässä kuvattaisiin jousi-massasysteemillä, se näyttäisi kuvan 19 mukaiselta. [20]



**Kuva 19.** Helmholtz-resonaattorin toiminta hydraulijärjestelmissä jousi-massasysteeminä esitettynä (DVA = Dynamic Vibration Absorber). [20, s. 37]

Resonaattorin ominaistajuuteen vaikuttavat ontelon tilavuuden suuruus, nesteen äänennopeus ja kaulan pituus ja poikkipinta-ala. Ominaisajuuden selvittämistä varten on johdettu laskukaava (25)

$$f_{resonance} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A_{neck}}{l_{neck} \cdot V_{cavity}}} \quad (25)$$

jossa  $c$  on äänennopeus nesteessä [m/s],  $A_{neck}$  on kaulan poikkipinta-ala [m<sup>2</sup>],  $l_{neck}$  on kaulan pituus [m] ja  $V_{cavity}$  on ontelon tilavuus [m<sup>3</sup>]. [20]

Helmholtz-resonaattorin vahvuuksia ovat sen yksinkertainen rakenne sekä tiettyjen taajuuksien tehokas vaimennus. Lisäksi resonaattorin etuna on sen passiivinen toimintaperiaate. Passiivisuus tarkoittaa sitä, että vaimennin vain imee värähtelyenergiaa systeemistä. Aktiiviset vaimentimet taas lisäävät energiaa hydraulijärjestelmään, jolloin on mahdollista, että väärin toimiessaan ne voivat luoda lisää värähtelyjä ja vahinkoa systeemille. [20]

Resonaattorin huonona puolena on sen kapea vaimennusalue. Kuten jo edellä on todettu, resonaattori vaimentaa tehokkaasti tiettyjä taajuuksia, mutta jos hydraulijärjestelmän parametrit, toimintaolosuhteet tai haitallisen taajuuden arvo muuttuu, resonaattorin vaimennustehokkuus menetetään. [20] Lisäksi Helmholtz-resonaattorin koko saattaa hydraulijärjestelmissä kasvaa melko suureksi erityisesti matalia taajuuksia vaimennettaessa, koska äänennopeus hydraulineesteessä on huomattavasti suurempi kuin ilmassa [23].

## 4.2 Muita vaimentimia hydraulikkajärjestelmissä

Helmholtz-resonaattori ei ole ainoa tutkimusongelmaan soveltuva painevärähtelyjen vaimentaja. Ehkä yleisin hydraulikkajärjestelmissä käytetty vaimennin on paineakku, jossa vaimennus tapahtuu paineistetun kaasun avulla. [24] Ennen käyttöä paineakku esitätetään kaasulla johonkin tiettyyn painearvoon, joka yleisesti on noin 80-90 prosenttia systeemin minimipaineesta. Kun akku kytketään hydraulilinjaan ja paine kasvaa tarpeeksi suureksi, neste pääsee virtaamaan akun sisälle ja kaasu puristuu kokoon (kaasutilavuuden paine kasvaa). Jos taas järjestelmässä paine laskee pienemmäksi kuin akussa olevan kaasutilavuuden

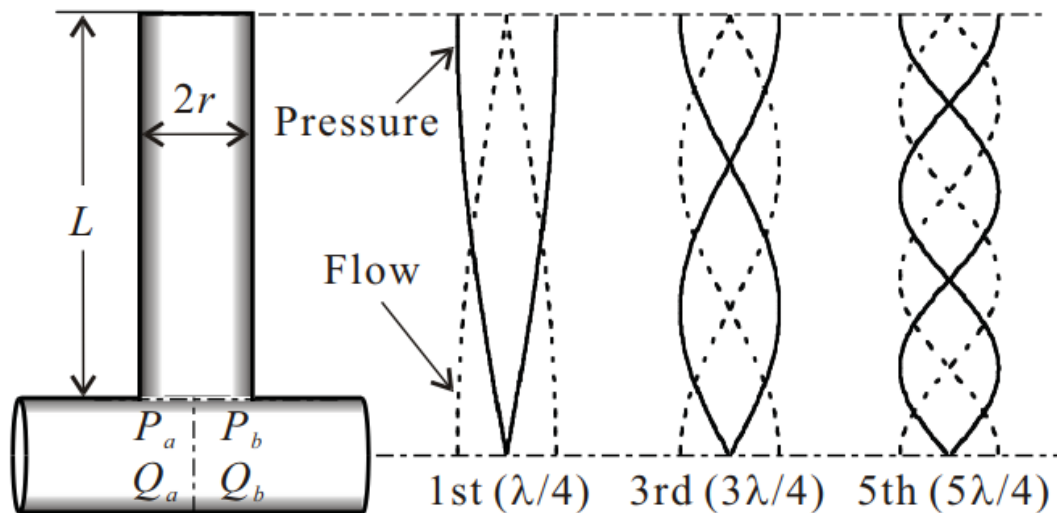
paine, öljy työntyy akusta takaisin järjestelmään ja ilmatilavuus kasvaa. [25] Paineen vaihdellaessa järjestelmässä käytön aikana paineakku voi siis tasata toiminnallaan systeemin painevaihtelua imemällä yksittäiset painepiikit itseensä. Paineakkujen ongelmana kuitenkin on niiden lämpeneminen jatkuvan käytön aikana, mikä voi aiheuttaa ongelmia järjestelmässä. Lisäksi paineakku tulisi sijoittaa mahdollisimman lähelle värähtelyn lähdettä. [20] Tämä voi olla ongelma, jos tilaa painekulle ei ole riittävästi tai akkua ei pystytä tukemaan millään tavalla värähtelyn lähteen lähellä.

Toinen vaimennusvaihtoehto on T-haara (engl. ”T-pipe”, ”Quarter-wave resonator” tai ”Side-branch resonator”), joka on vain ylimääräinen letku tai putki liitettynä päähydrauliinijaan T-liitoksella. Toinen pää käytetystä vaimennusletkusta tai -putkesta on tulpattu. T-haara vaimentaa käytön aikana vain tietyn taajuuden, joka riippuu käytetyn vaimennusletkun pituudesta. Jos T-haaraa halutaan käyttää vaimentamaan jokin tietty taajuus, vaimennusletkun pituus voidaan laskea kaavalla

$$l_T = \frac{c}{4 \cdot f} \quad (26)$$

jossa  $c$  on äänennopeus [m/s] ja  $f$  on taajuus [Hz]. [20]

Kuvassa 20 on esitetty T-haaran rakenne ja paineen sekä tilavuusvirran aaltokäyttäytyminen resonanssikohdissa. Nämä resonanssikohdat ilmenevät siis T-haaran kanssa silloin, kun paine- ja tilavuusvirtavaihtelun aallonpituuden neljännes (tai sen parittomat monikerat) vastaa T-haaran pituutta. [26] Silloin T-haara imee osan värähtelyenergiasta ja painevaihtelu vaimenee.

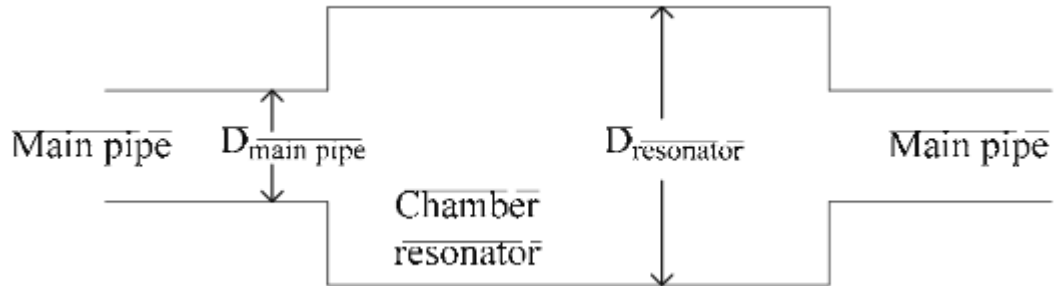


**Kuva 20.** T-haaran rakenne ja paineen sekä tilavuusvirran aaltokäyttäytyminen resonanssikohdissa. [26, s. 354]

Kaavan (14) avulla voidaan nopeasti päätellä, että matalia taajuuksia vaimennettaessa T-haaran pituus venyy todella pitkäksi. Esimerkiksi Lari Kela on laskenut tutkielmassaan

[20], että jos äänennopeus on 1400 m/s ja häiriötä aiheuttavan painevärähtelyn taajuus on 20 Hz, T-haaran tulisi olla peräti 17,5 metriä pitkä vaimentaakseen värähtelyä.

Painevärähtelyjen vaimentamiseen on myös käytetty erilaisia inline-vaimentimia, jotka liitetään suoraan päähydraulilinjaan, ja neste kulkee käytön aikana koko ajan niiden lävitse. Rakenteeltaan ne voivat olla paineakkumaisia tai myös yksinkertaisia lisäkammioita, joihin neste voi kerääntyä. [20, 24] Hahmotelma tällaisesta lisäkammiovaimentimesta on esitetty kuvassa 21.



**Kuva 21.** Inline-kammiovaimentimen hahmotelma. [20, s. 23]

Mika Ijas tuo väitöskirjansa [24] tutkimustuloksissa selkeästi esiin sen, että inline-vaimentimet soveltuvat lähinnä korkeiden värähtelytaajuuksien (yli 100 Hz) vaimentamiseen. Jotta matalataajuiset värähtelyt onnistuttaisiin vaimentamaan esimerkiksi kuvan 21 mukaisella kammioresonaattorilla, pitäisi käyttää todella pitkää ja isokokoista vaimenninta [20].



## 5. TUTKIMUKSEN ESITTELY

Tässä luvussa tuodaan esille Sandvikilla tehtyjä tutkimuksia, joiden tarkoituksena oli tuottaa parempi ymmärrys letkuvärähtelystä ilmiönä ja mahdollisesti antaa vastauksia siihen, miten letkuvärähtelyjä voitaisiin tässä tapauksessa tehokkaimmin vaimentaa. Sandvikilla tehtiin kaksi eri testikierrosta, joissa molemmissa testilaitteena toimi yksi DP1500i-pintaporalaite. Kuvassa 22 kyseinen laite on Sandvikin omassa testikammiossa, jossa testit suoritettiin.



*Kuva 22. DP1500i-poralaite testikammiossa tutkimuksia varten.*

Kiveen poraamista poralaitteella pystyttiin simuloimaan testikammioon rakennetulla testipenkillä. Testipenkin tarkoitus on simuloida kalliota, johon lähdetään poraamaan. Vaikka kyseisen testipenkin käyttö ei täysin vastaakaan oikeaa kiveä, se simuloi poraus-tapahtumaa hyvin ja auttaa saamaan tärkeää tutkimusdataa riittävällä tarkkuudella. Testipenkki on osittain nähtävissä kuvassa 23.



*Kuva 23. Testipenkki.*

Tämän diplomityön kannalta toinen testikierros on tärkeämpi, sillä sen tuottamaa mittausdataa ja muuta materiaalia käsitellään ja analysoidaan vielä seuraavassa pääluvussa tarkemmin. Ensimmäinen testikierros esitellään kuitenkin sen vuoksi, että se oli vaikuttamassa merkittävästi siihen, millaiseksi toinen testikierros muodostui.

## **5.1 Ensimmäinen testikierros (Monimuuttujatesti)**

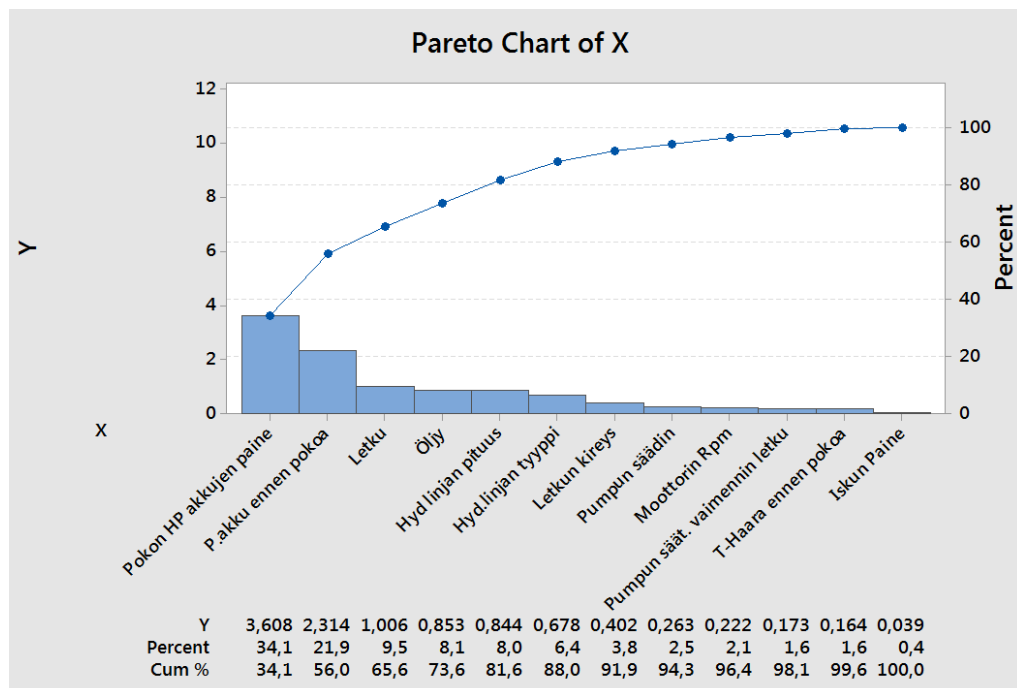
Ensimmäisellä testikierroksella Sandvikilla haluttiin tutkia sitä, millä asioilla on eniten vaikutusta letkujen värähtelyn suuruuteen, jotta testattavien ratkaisuvaihtoehtojen määrää voitaisiin karsia jatkotutkimuksia varten. Tähän tarkoitukseen sopivaksi testausmenetelmäksi valikoitui monimuuttujatesti, joka perustuu japanilaisen insinöörin Genichi Taguchin kehittämään menetelmään. Ennen testin suorittamista valittiin muuttujat, joita poralaitteessa vaihdettiin testiajojen välillä. Muuttujia valittiin testiä varten yhteensä 12 kappaletta, jotka olivat iskun linjan letkutyyppi (4-spiraalikudosletku tai 2-ristikudosletku), öljyalaatu (kaksi eri laatua), ylimääräinen paineakku hydraulilinjassa ennen porakonetta, hydraulipumpun säädin (ED tai ER), hydraulilinjan pituus (alkuperäinen tai 7,5 metrin lisämitta), 7,5 metrin mittainen T-haara, hydraulilinjan tyyppi (kokonaan letkua tai alkuperäisen kokoonpanon mukaisesti linjastossa käytetty putkea linjan alussa), porakoneessa kiinni olevien paineakkujen esitäyttöpaine (0 baria tai 50 baria), letkutelan yli menevän letkun kiireys (alkuperäinen tai löysempi), pumpulta pyydetty iskun paine (160 baria tai 210 baria), poralaitteen diesel-moottorin kierrosnopeus (1600 tai 1800 kierrosta minuutissa) ja pumpun säätimen vaimenninletkun pituus (150 cm tai 60 cm). Tämän jälkeen valittiin asiat, joita testiajojen aikana haluttiin mitata. Näitä valittiin lopulta kolme kappaletta, jotka olivat letkun värähtelyliikkeen laajuus ja painevaihtelun amplitudi pumpulla sekä porakoneella. Näiden muuttujien ja mittauskohdeiden perusteella muodostettiin lopulta testiä

varten 16 erilaista laitekoonpanoa. Laitekoonpanot ja muuttujat ovat nähtävissä liitteen A taulukosta.

Ennen varsinaisiin testikoonpanoihin siirtymistä poralaitteella porattiin testipenkkiin sen alkuperäisellä kokoonpanolla kahdella eri iskun syötön paineella. Iskun linjan letkuna käytettiin 3-ristikudosletkua ja painemittauksia varten järjestelmään asennettiin paineanturit. Näitä porauksia kutsuttiin referenssiajoiksi, ja niiden tarkoitus oli toimia vertailukohtana varsinaisille testikoonpanoille. Molemmat referenssiajot tehtiin kahteen kertaan testitulosten luotettavuuden varmistamiseksi. Lisäksi ne kuvattiin sekä tavallisella että suurnopeuskameralla, jotta letkun värähtelykäyttäytymistä pystyttiin tutkimaan visuaalisesti myös jälkikäteen.

Referenssiajojen jälkeen aloitettiin testikoonpanojen ajot. Myös näissä painetta mitattiin paineantureilla ja poraukset kuvattiin tavallisella videokameralla ja suurnopeuskameralla. Painemittausten perusteella saatiin laskettua eri kokoonpanojen paineamplitudit sekä pumpulla että porakoneella. Letkun värähtelyn liikkeen laajuutta tutkittiin kuvattujen videoiden kautta visuaalisesti laitteessa nähtävillä olleiden kiintopisteiden perusteella.

Testiajojen jälkeen muodostettiin tulosten perusteella Pareto-diagrammeja, joista pystyttiin havaitsemaan, millä muuttujalla on eniten vaikutusta mitattavaan arvoon. Kuvassa 24 on esimerkkinä Pareto-diagrammi eri muuttujien vaikutuksesta letkun värähtelyn laajuuteen.



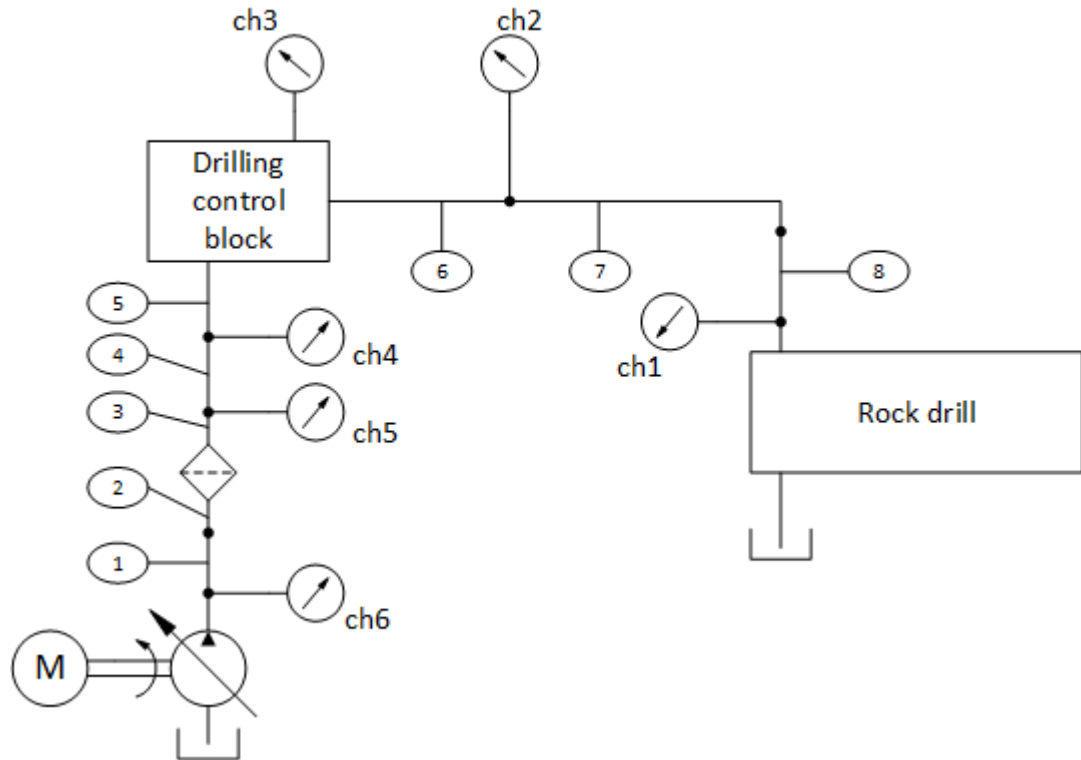
**Kuva 24.** Pareto-diagrammi eri muuttujien vaikutuksesta letkun värähtelyn laajuuteen. Porakoneen syöttölinjan paineakkujen paine vaikutti eniten, kun taas iskun paineen suuruus vaikutti vähiten.

Viimeisenä kohtana monimuuttujatestissä muodostettiin vielä kolme eri verifiointikokoonpanoa, jotka saatujen tulosten perusteella pitäisi aiheuttaa mahdollisimman vähän värähtelyä iskun linjan letkuissa. Parhaaksi osoittautui viimeinen testattu kokoonpano (verifiointi 3, kokonaisuudessaan 19. testikokoonpano), jonka muuttujien arvot ovat luetavissa liitteestä A.

## 5.2 Toinen testikierros

Toisella testikierroksella tutkittiin erilaisten hydraulisten vaimentimien vaikutusta letkuvärähtelyihin ja pyrittiin löytämään paras mahdollinen vaimennusratkaisu. Samalla tutkittiin myös sitä, onko vaimentimen sijoittamisella eri kohtaan hydraulilinjaa oma vaikutuksensa.

Erilaisia testikokoonpanoja oli yhteensä kahdeksan, joista yksi oli laitteen alkuperäinen kokoonpano tutkimustuloksien vertailua varten. Tässä alkuperäisessä laitekokoonpanossa iskun korkeapainelinjaston pituus pumpulta porakoneelle on yhteensä n. 23,61 metriä, josta 20,96 metriä on 16-kokoista hydrauliletkaa ja 2,65 metriä 30x3-kokoista hydrauliputkea. Lisäksi tutkimuksia varten linjastoon liitettiin kuuteen eri kohtaan anturit painemittauksia varten. Alkuperäisen kokoonpanon korkeapainelinjaa on havainnollistettu kuvan 25 hydraulikaaviolla. Kaaviossa on numeroilla merkitty linjaston letkut ja putket. Pumpun jälkeen on ensin lyhyt 0,9 metrin letku (1), jonka jälkeen on vielä 0,85 metrin putki (2) ennen painesuodatinta. Painesuodattimen jälkeen on 1,8 metrin putki (3) ja sen jatkona 4,05 metrin letku (4). Vielä ennen poralohkoa numerolla 5 on merkitty 6,32 metrin letku. Poralohkon jälkeen numerolla 6 on merkitty 1,6 metrin letku. Numeron 7 letku on poralaitteen syöttölaitteella letkutelan yli menevä pitkä 7,5 metrin letku, jossa mekaaniset letkuvärähtelyt ovat yleensä aina esiintyneet. Lopuksi vielä ennen porakonetta on numerolla 8 merkitty lyhyt 0,59 metrin letku.



**Kuva 25.** DP1500i-poralaitteen iskun korkeapainelinjan hydraulikaavion hahmotelma. Kaaviossa näkyvillä myös tutkimuksessa käytettyjen paineanturien paikat ja nimet (ch1-ch6).

Tutkimuksia varten poralaitteella porattiin ennen varsinaista testausta testipenkkiin niin kauan, että hydrauliliöljyn lämpötila saavutti 50 °C poralaitteen oman järjestelmän mukaan. Iskun paineppynti pumpulle oli kaikissa mittauksissa 180 bar. Paineantureiden mitaustaajuus oli 1 kHz. Alkuperäisen kokoonpanon lisäksi laitteessa testattiin 80 barin esitäyttöpaineelle säädettyä 1,4 litran paineakkua, 30 Hz:n taajuudelle säädettyä Helmholtz-resonaattoria, 80 bariin säädettyä inline-paineakkua ja suurempia porakoneeseen integroituja akkuja (50 bar). Paineakkua ja Helmholtz-resonaattoria testattiin sekä pumpun läheisyydessä että poralohkolla (kuvassa 25 nähtävissä olevan ch2-anturin kohdalla). Näiden edellä mainittujen vaimentimien lisäksi testeihin otettiin mukaan poralohkon lähelle sijoitettu hieman erikoisvalmisteisempi paineakku (50 bar esitäyttöpaine), jota oli aiemminkin Sandvikilla testattu. Kaikissa testeissä iskun hydraulilinjan letkut olivat kolmikieroksista ristikudosletkua.

Jokaisesta kokoonpanosta kuvattiin tavallisella videokameralla yhden kangen poraus testipenkkiin. Erityisen hyviä tuloksia letkuvärähtelyjen kannalta saatiin Helmholtz-resonaattoria testattaessa. Myös poralohkon läheisyyteen asennettu 1,4 litran paineakku auttoi vaimentamaan letkujen värähtelyä merkittävästi. Tämän tutkimuksen tuloksia käsitellään tarkemmin seuraavassa pääluvussa.



## 6. TUTKIMUSTULOKSET

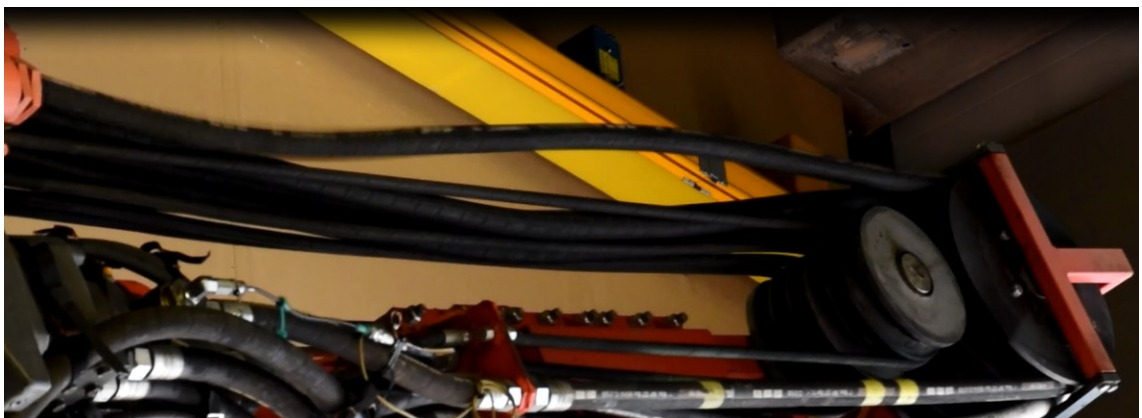
Tässä luvussa on tarkoitus perehtyä tarkemmin luvussa 5.2 esitellyn toisen testikierroksen tuloksiin. Lisäksi arvioidaan värähtelyilmiön ennustettavuutta tulevaisuutta varten.

### 6.1 Tutkimustulosten vertailu ja analysointi

Toisella testikierroksella testattiin useamman erilaisen hydraulisen vaimentimen kykyä vaimentaa sekä hydraulisia että mekaanisia värähtelyjä poralaitteen iskun painelinjassa. Parhaita tuloksia saavutettiin Helmholtz-resonaattorilla ja poralohkon läheisyyteen sijoitetulla 1,4 litran paineakulla. Tämän vuoksi on erityisen tärkeää keskittyä näihin hyviin tuloksiin antaneisiin ratkaisuihin ja verrata niitä alkuperäisen kokoonpanon mittaustuloksiin. Kuitenkin myös muiden vaimennusratkaisujen tuottamia tuloksia tuodaan esille selvittämään, miksi ne eivät onnistuneet vaimennuksessa yhtä hyvin kuin Helmholtz-resonaattori ja paineakku.

#### 6.1.1 Visuaaliset huomiot videoista

Ensimmäinen huomio videoista on se, että alkuperäisellä kokoonpanolla letkun värähtely on selvästi rajuinta ja sitä esiintyy useammin porauksen aikana kuin vaimentimia käytettäessä. Lisäksi letkun värähtelyssä on havaittavissa seisovan aaltoliikkeen piirteitä. Värähtelyaallot kulkevat letkussa sinimuotoisen aallon tavoin ja aallon solmukohtat ovat usein nähtävissä. Letkun värähtelykäyttäytymistä voidaan siis näiltä osin verrata esimerkiksi kitaran kielen värähtelyyn. Letkun sinimuotoinen aaltoliike on nähtävissä kuvassa 26. Sinimuotoisen taivutusvärähtelyn lisäksi letkussa oli myös havaittavissa testivideoiden perusteella pitkittäistäkin aaltoilua.



*Kuva 26. Letkun aaltomainen liike värähtelyn aikana letkutelan yläpuolisella osuudella. Laitteessa alkuperäinen kokoonpano.*

Värähtely ei kuitenkaan ollut jatkuvaa, vaan se välillä myös vaimeni. Näyttikin siltä, että painevaihtelu ei ole ainoa mekaanisen värähtelyn aiheuttaja, vaan siihen vaikuttaa myös vapaan letkun pituus letkutelan ja letkuliitoksen tai -tuennan välissä. Tämä oli melko selkeästi havaittavissa silloin, kun iskun linjaan oli asennettu inline-paineakku vaimentimiksi. Tätä havaintoa tukevat kuvat 27 ja 28, jotka molemmat on otettu samasta testiviideoista eri ajanhetkillä. Kuvien välisenä aikana letkun värähtely vaimenee, mutta alkaa taas uudestaan, kun letkun pituus osuu värähtelylle sopivaksi.



**Kuva 27.** Iskun linjan letkussa havaittavissa oleva aaltoliike, kun kankea porattu noin yksi kolmasosa. Solmukohta keltaisen teipin oikealla puolella. Vaimentimena inline-paineakku.



**Kuva 28.** Iskun linjan letkussa havaittavissa oleva aaltoliike, kun kankea porattu noin kaksi kolmasosaa. Solmukohta keltaisen teipin oikealla puolella. Vaimentimena inline-paineakku.

Kuvista 27 ja 28 havaitaan myös se, että letkun värähtelyliikkeen aallonpituus säilyy lähes samana, sillä solmukohta on molemmissa keltaisen teipin oikealla puolella. Mitta-asteikon puuttumisen vuoksi aallonpituutta ei tarkasti pysty videosta näkemään. Lisäksi aallonpituus ei aina ole vakio, vaan muitakin aallonpituuksia on havaittavissa. Kuvassa 28 esiintyvän värähtelyn jaksonaika pystyttiin likimain selvittämään, kun videota toistettiin kuva kerrallaan (kuvien väli noin 0,03–0,04 sekuntia). Jaksonaika oli n. 0,06 sekuntia, jolloin värähtelyn taajuus oli likimain 16–17 Hz.

Kuten jo tämän luvun alussa kerrottiin, alkuperäisellä kokoonpanolla värähtely oli suurinta. Ajoittain värähtely yltyi todella holtittomaksi ja värähtelyssä oli havaittavissa useampiakin aallonpituuksia. Lisäksi videota hitaasti toistettaessa pystyi näkemään, että linjastoon välittyi uusia värähtelyaaltoja, jolloin edellinen sinimuotoinen aaltoilu keskeytyi ja uusi alkoi. Kuitenkin värähtelyn alkamispisteet pysyivät melko samana testejä toistettaessa. Silloinkin, kun testikokoonpanoon oli asennettu jokin vaimennin ja letkuvärähtelyä esiintyi, alkamispisteet olivat lähes samoja alkuperäiseen kokoonpanoon verrattuna.

Vaimentimet kuitenkin pystyivät ajoittain eliminoimaan värähtelyn joissakin sellaisissa kohdissa, joissa alkuperäisellä kokoonpanolla värähtelyä oli havaittavissa.

Videoiden perusteella näyttäisi myös siltä, että painevaihtelun lisäksi letkun värähtelyyn voi vaikuttaa osaltaan myös porakoneen mekaaninen värähtely, joka kulkeutuu porauksen aikana rakenteita pitkin letkuliitokselle ja sitä kautta letkuun. Tämä voi myös toimia pienenä herätteenä, joka osaltaan tehostaa painevaihtelun aiheuttamaa letkun värähtelyä.

## 6.1.2 Painemittauksien vertailu

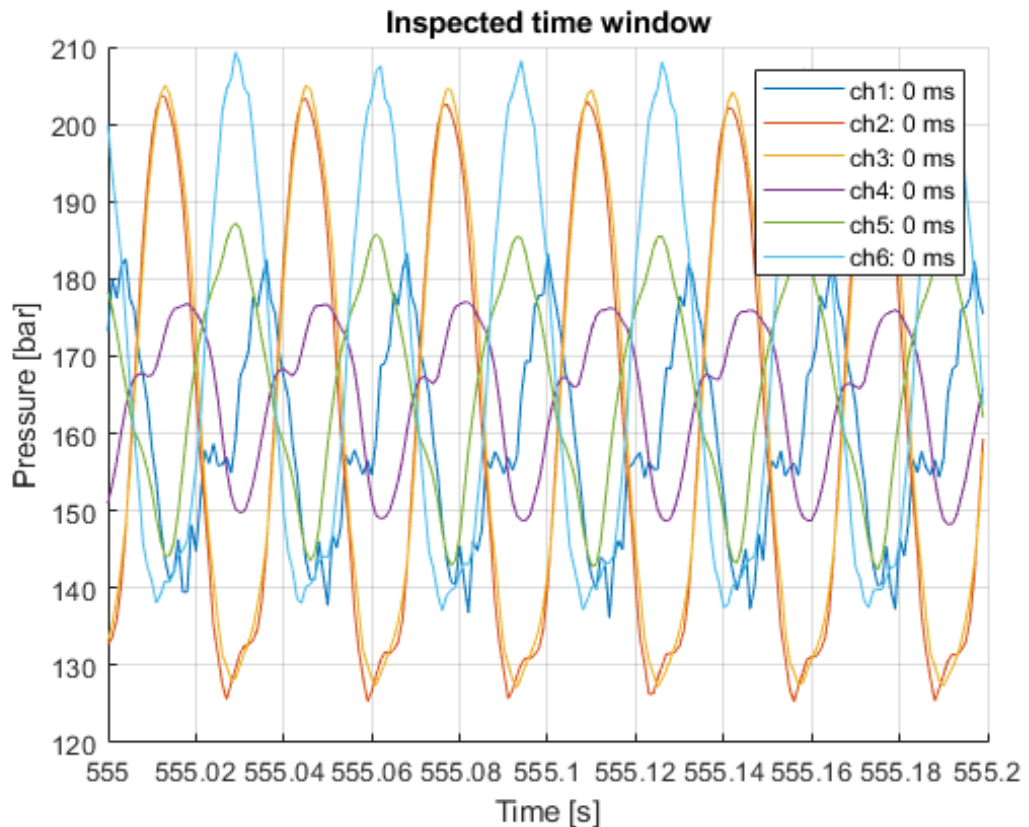
Liitteissä B–I on esitetty yhden kangen porauksesta saadut painekäyrät jokaisella testikokoonpanolla. Käyrien nimillä ch1–ch6 tarkoitetaan linjastoon liitettyjä antureita, ja niiden paikat linjastossa voi nähdä kuvan 25 hydraulikaaviosta. Käyrällä ”engine” on mitattu dieselmoottorin kierrosnopeus. Ensimmäinen selkeä havainto alkuperäisen kokoonpanon painekäyrästä (liite B) on painetasojen huomattava nousu 615 sekunnin kohdalla. Vaikka painepyynti pumpulle säilyy koko porauksen ajan samana, pumppu ei jostain syystä kykene toteuttamaan pyydettyä painetta, ja paine linjastossa kasvaa. Videoidenkin perusteella värähtelyä on selkeästi havaittavissa silloin, kun paine on korkea. Tämän vuoksi olisi helppo ajatella, että tämä on letkuvärähtelyjen aiheuttaja, koska suuremmalla paineella letkun seinämiin vaikuttaa suurempi virtausvoima. Tämän johdosta letku voisi lähteä herkemmin mekaaniseen liikkeeseen ja aloittaisi näin letkuvärähtelyn. Videoista kuitenkin nähdään samalla, että letkun värähtelyä esiintyy myös niissä kohdissa, joissa painetasot vastaavat pumpulta pyydettyä arvoa. Painetasojen erikoinen nousu ei siis ole perimmäinen syy mekaanisiin letkuvärähtelyihin, mutta se varmasti auttaa ylläpitämään niitä.

Liitteitä B–I tutkimalla nähdään, että verrattuna alkuperäiseen kokoonpanoon, painetasot pysyvät paremmin hallinnassa mitä tahansa vaimennusta käytettäessä. Toki painetasoissa on havaittavissa hieman aaltoilua ainakin poralohkon läheisyyteen asennettua paineakkua (liite D) ja erikoisvalmisteista paineakkua (liite H) käytettäessä, mutta selkeää poikkeamaa ei alkuperäisen kokoonpanon tavoin ole nähtävissä. Siltikään kaikki testatut vaimentimet eivät onnistuneet kokonaan vaimentamaan letkujen värähtelyä. Ainakin erikoisvalmisteisella paineakulla, inline-paineakulla ja porakoneen isommilla akuilla värähtelyä oli havaittavissa. Lisäksi pumpun lähelle sijoitetulla paineakulla letku saatiin värähtelemään, mutta värähtely oli erittäin vähäistä. Nähtyä värähtelyä ei kuitenkaan pysty havaitsemaan liitteiden painekäyrästä. Kuten jo aikaisemmin todettiin, painevaihtelu pysyy koko porauksen hyvin samanlaisena, eikä poikkeamia ole suuremmin havaittavissa alkuperäistä kokoonpanoa lukuunottamatta. Letkuvärähtely välillä alkaa ja välillä vaimenee ilman, että paine huomattavasti muuttuisi linjastossa. Tämä vahvistaa edellisessä luvussa mainittua ajatusta siitä, että vapaan letkun pituus letkutelan läheisyydessä on yksi vaikuttava tekijä letkun värähtelyssä. Tietyillä vapaan letkun pituuksilla virtauksen painevaihtelun taajuus osuu jollekin letkun ominaistajuuksista ja resonanssi aiheuttaa letkun vä-

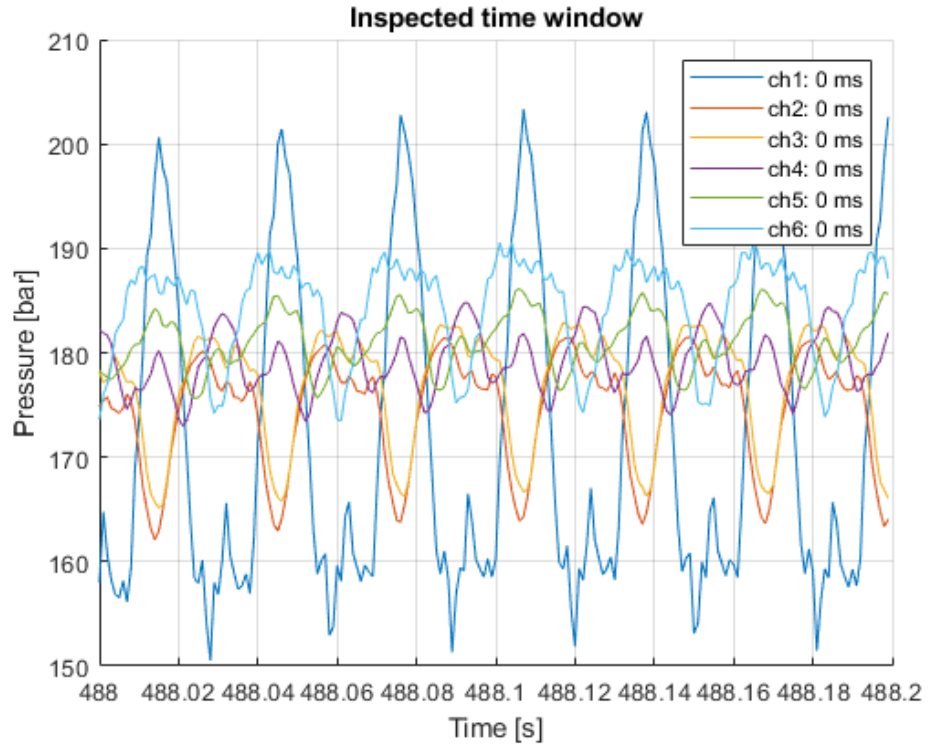


rähtelyn. Tässä resonanssi ilmenee todennäköisesti siten, että seuraava virtauksen paineaalto liikkuu letkutelan yli menevälle iskun linjan letkulle sopivasti silloin, kun letku on suorittanut yhden värähdysliikkeen. Kun vapaan letkun pituus porauksen aikana muuttuu, värähtely saattaa välillä vaimentua, eli letkun massan hitaus kykenee pitämään letkun paikallaan.

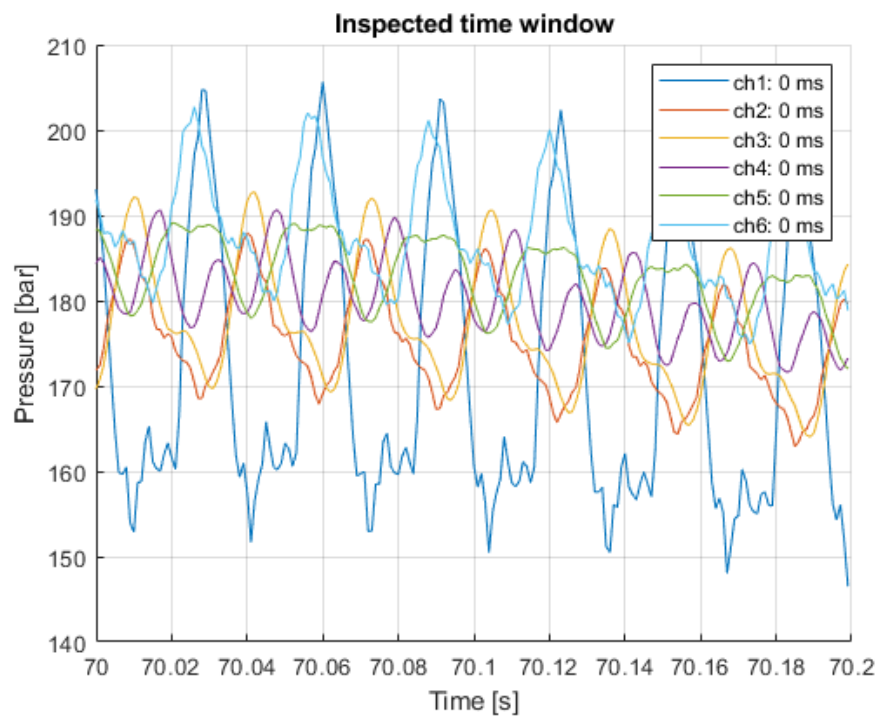
Tutkitaan seuraavaksi hieman tarkempia painekäyriä liitteiden B–I kuvaajista. Kuvissa 29–36 on esitetty 0,2 sekunnin osuus liitteiden painekuvaajista kaikilla testikokoonpanoilla. Jokainen kuva on otettu lähelle siitä hetkestä, kun kankea oli testeissä porattu testipenkkiin noin yksi kolmasosa.



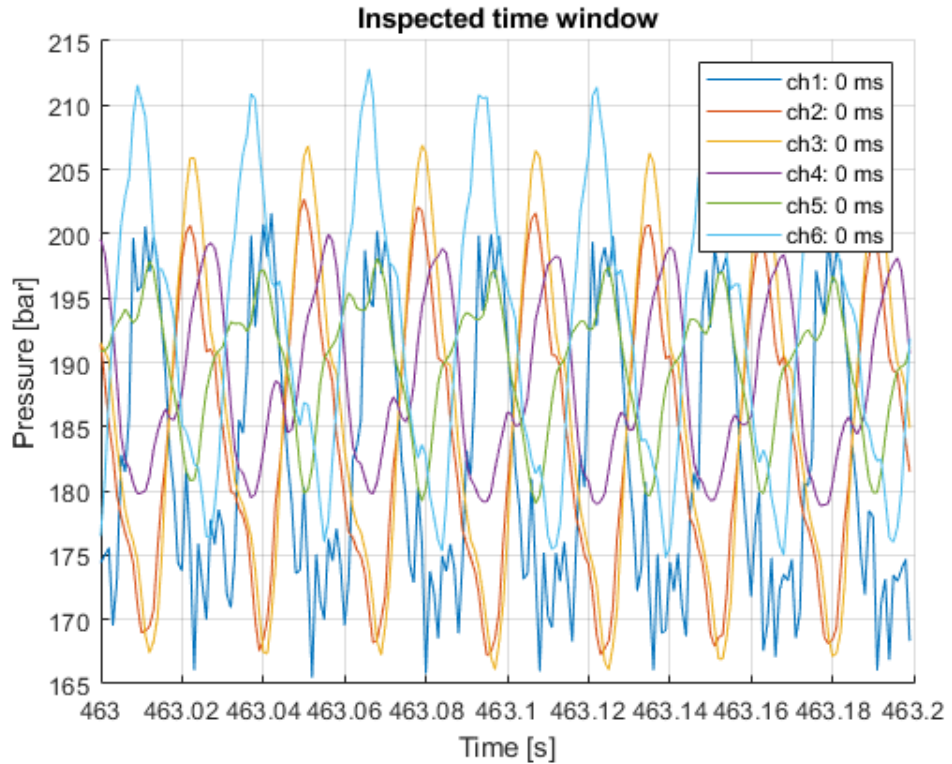
**Kuva 29.** Antureiden mitaamat painekäyrät testiporauksesta, jossa testattiin alkupe-  
räistä kokoonpanoa. Tällä kokoonpanolla letku värähteli voimakkaasti.



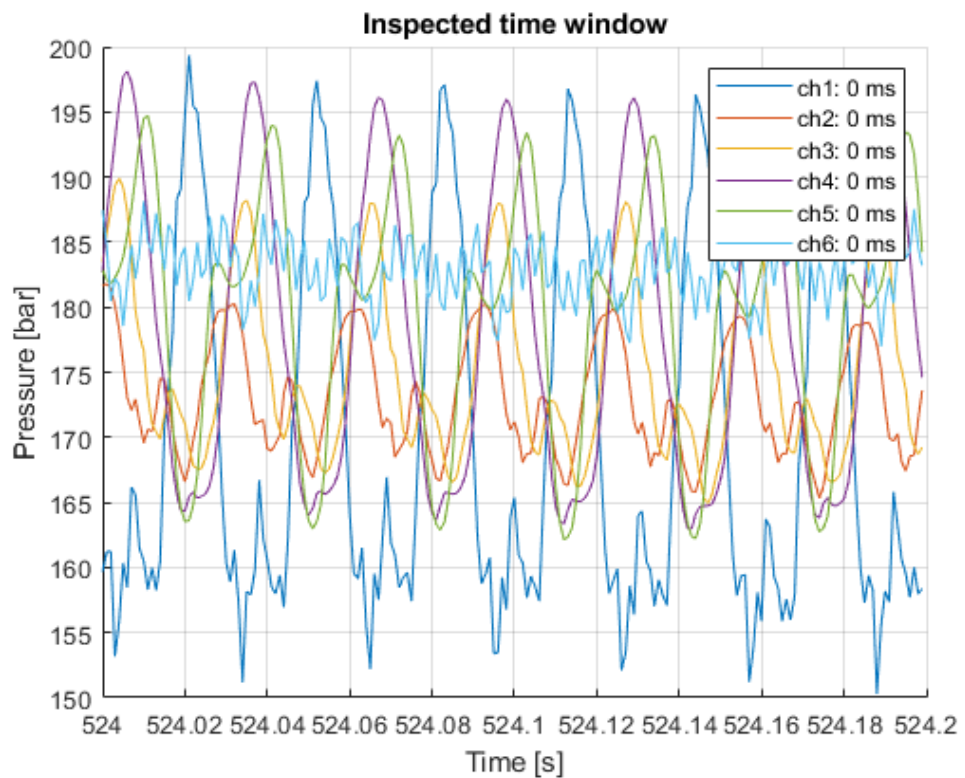
**Kuva 30.** Antureiden mittaamat painekäyrät testiporauksesta, jossa testattiin erikoisvalmisteisen paineakun sisältämää kokoonpanoa. Tällä kokoonpanolla letku värähteli vähän.



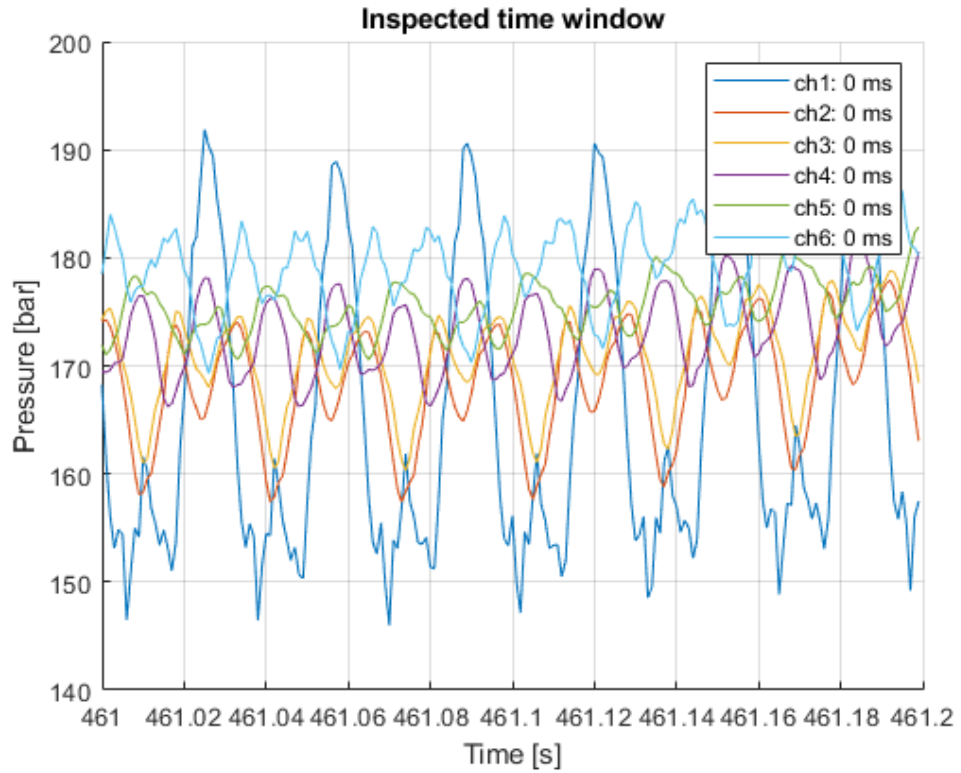
**Kuva 31.** Antureiden mittaamat painekäyrät testiporauksesta, jossa testattiin inline-paineakun sisältämää kokoonpanoa. Tällä kokoonpanolla letkussa oli selkeästi havaittavissa värähtelyä.



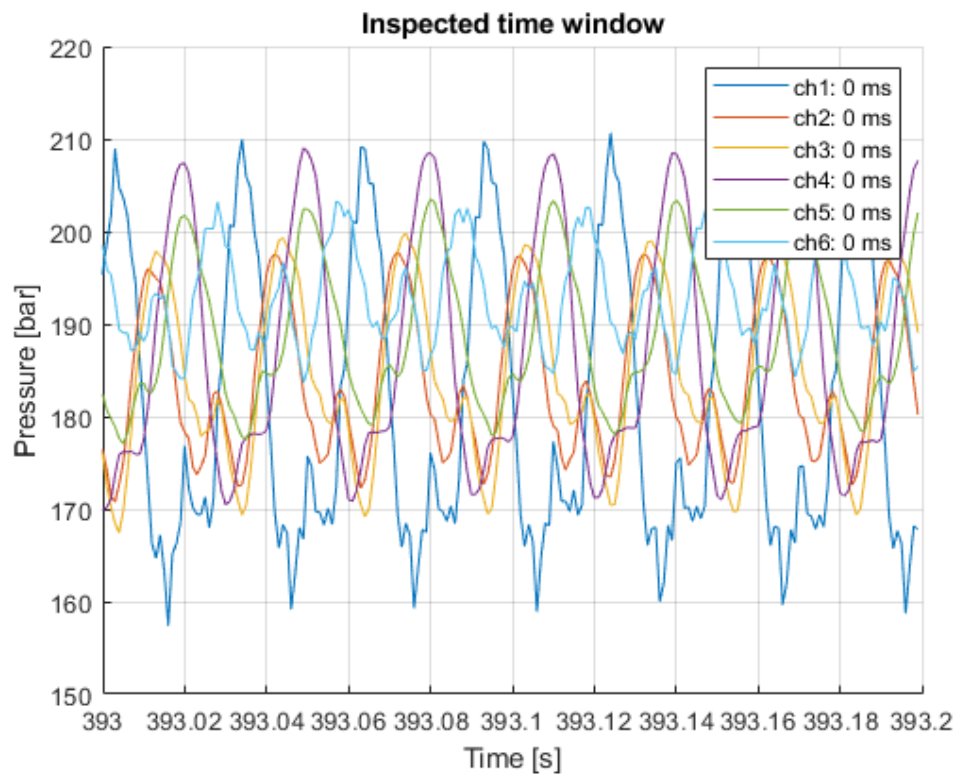
**Kuva 32.** Antureiden mitaamat painekäyrät testiporauksesta, jossa testattiin isompia porakoneeseen asennettuja paineakkuja. Tällä kokoonpanolla letku värähteli vähän.



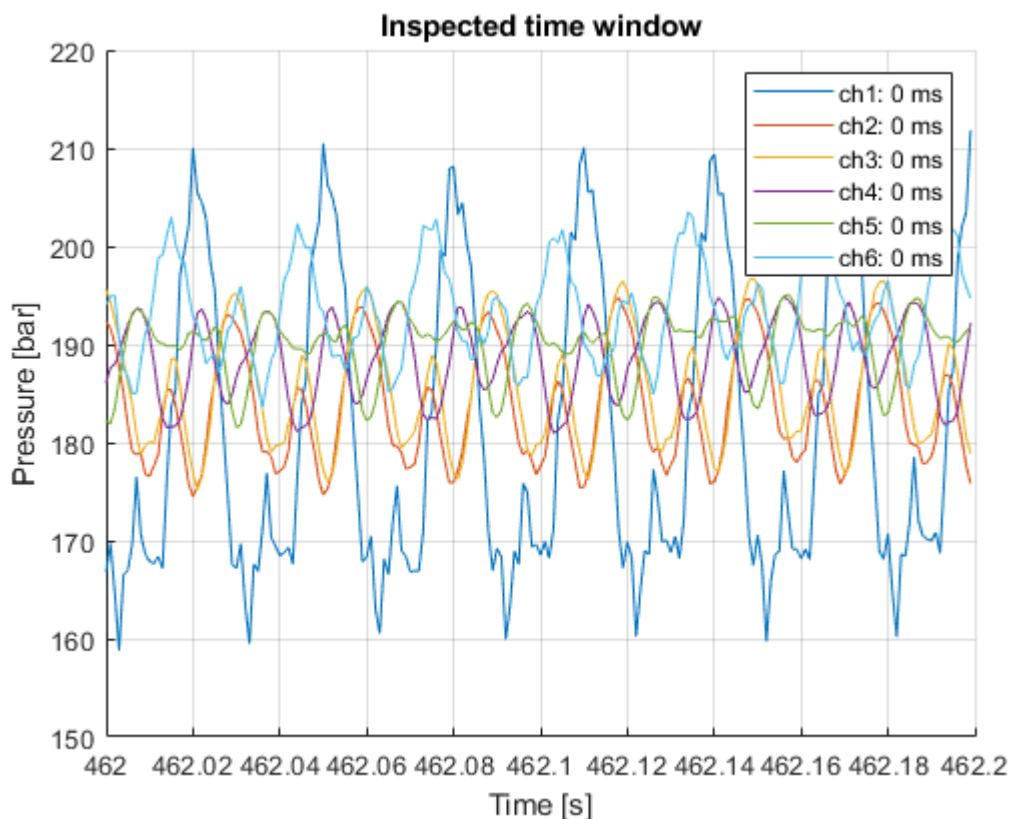
**Kuva 33.** Antureiden mitaamat painekäyrät testiporauksesta, jossa testattiin 1,4 litran paineakkuja pumpulla. Tällä kokoonpanolla letku värähteli erittäin vähän.



**Kuva 34.** Antureiden mittaamat painekäyrät testiporauksesta, jossa testattiin 1,4 litran paineakkua poralohkon lähellä. Tällä kokoonpanolla letku ei värähdellyt.



**Kuva 35.** Antureiden mittaamat painekäyrät testiporauksesta, jossa testattiin Helmholtz-resonaattoria pumpulla. Tällä kokoonpanolla letku ei värähdellyt.



**Kuva 36.** Antureiden mitaamat painekäyrät testiporauksesta, jossa testattiin Helmholtz-resonaattoria poralohkon lähellä. Tällä kokoonpanolla letku ei värähdellyt.

Kuvan 29 kuvaajasta voidaan nähdä porakoneen aiheuttama painevaihtelu järjestelmälle tummansinisestä ch1-käyrästä (porakoneen paineliitännässä ollut anturi). Kohdassa, jossa paine nousee korkeimpaan arvoonsa, iskumäntä on liikkumassa taka-asentoonsa. Kun paine laskee, iskumäntä liikkuu etuosaan kohti niskaa iskua varten. Painevaihtelun taajuus vastaa myös iskutaajuutta, sillä kuvasta laskemalla painevaihtelun taajuudeksi saadaan noin 32–33 Hz. Myös muiden käyrien painevaihtelun taajuus on sama, joten porakoneen voidaan sanoa määräävän vahvasti linjastossa esiintyvää painevaihtelua. Muiden iskun linjassa olevien komponenttien vaikutusta painekäyriin on hyvin vaikea erottaa kuvaajista. Jokainen komponentti osaltaan vaikuttaa painekäyriin ja yhdessä ne muokkaavat käyrät lopulliseen muotoonsa, mutta yksittäisen komponentin vaikutusta painekuvaajaan on vaikeaa selvittää ilman erillisiä tutkimuksia aiheesta.

Värähtelyn kannalta mielenkiintoisimmat painekäyrät kuvista 29–36 on anturien ch2 ja ch3 antamat painekuvaajat, sillä ne ovat porakoneen anturia lukuun ottamatta linjastossa lähimpänä letkua, jossa värähtelyjä esiintyi. Alkuperäisellä kokoonpanolla painevaihtelu on ch2-anturilla hyvin lähelle sinimuotoa ja paineen vaihteluväli on huomattavan suuri (noin 125–203 bar). Millään muulla testikokoonpanolla painevaihtelu ei ole yhtä laajaa, vaan jokainen testattu vaimennin kykeni ainakin hieman tasaamaan linjaston virtausta.

Paineen vaihteluvälin pienentäminen ei kuitenkaan tässä tapauksessa ole ongelman poistava tekijä, sillä vaikka paineamplitudia onnistuttiin pienentämään, värähtelyä saattoi silti ilmetä.

Enemmän letkuvärähtelyn esiintymiseen näyttäisi vaikuttavan ch2- ja ch3-anturien kohdalla oleva painevaihtelun taajuus. Kun verrataan keskenään testitapauksia, joissa letkuvärähtelyä selkeästi esiintyi testiporauksen aikana (kuvat 29–32), huomataan, että painevaihtelun taajuus on kaikilla sama ch2- ja ch3-käyrillä. Toki vaimentimia käytettäessä paine vaihtelee pienemmällä välillä ja aaltoilu ei ole enää yhtä lähellä sinimuotoa, mutta ne eivät riko paineaaltoilun muotoa tai painevaihtelun taajuutta tarpeeksi. Jos taas tutkitaan niitä testitapauksia, joissa värähtelyä esiintyi erittäin vähän tai ei ollenkaan (kuvat 33–36), huomataan, että ch2- ja ch3-käyrien muodossa on nähtävissä selkeitä muutoksia. Esimerkiksi kuvassa 33 painekäyrissä on nähtävissä pieni ylimääräinen kumpu paineen laskiessa alaspäin. Kuvassa 36 taas painevaihtelun taajuuden voidaan jo sanoa kaksinkertaistuneen ch2- ja ch3-käyrillä.

Tutkimustulosten perusteella myös vaimentimen sijoittamisella on vaikutusta letkuvärähtelyn eliminoimiseen. Tämä tuli erityisesti esille 1,4 litran paineakku testattaessa. Poralohkon läheisyyteen sijoitettu paineakku vaimensi letkuvärähtelyt paremmin kuin pumpulle sijoitettu. Tämä havainto tukee luvussa 4.2 mainittua toteamusta, jossa paineakku ohjeistettiin sijoittamaan mahdollisimman lähelle värähtelyn lähdettä.

Kuvassa 33 on esitetty painekäyrät tapauksesta, jossa testattiin pumpulle liitettyä paineakku. Paineakun vaikutus virtauksen paineeseen pumpulla on selkeästi havaittavissa käyrässä ch6, sillä painevaihtelu on hyvin pientä. Paineakun vaimennustehokkuus ei kuitenkaan yllä yhtä vahvana värähtelevälle letkulle, mikä saattaa selittää testeissä havaitut erittäin pienet värähtelyt. Kun paineakku sijoitettiin poralohkon läheisyyteen (kuva 34), vaimennustehokkuus kohdistui paremmin ongelmakohtaan.

Koska parhaat vaimennustulokset saavutettiin 1,4 litran paineakulla ja Helmholtz-resonaattorilla, niitä olisi hyvä testata lisää mahdollisissa jatkotutkimuksissa, kun etsitään lopullista ratkaisua värähtelyongelmaan. Tutkimukset ovat tarpeellisia, sillä kyseisten vaimentimien testaukset eivät olleet täysin ongelmattomia.

Paineakun 80 barin esitäyttöpaine todettiin olevan liikaa akun kestolle, joten esitäyttöpainetta täytyy jatkotesteissä laskea, jos samaa akku halutaan käyttää. Valmistajan ohjearvo akun esitäyttöpaineeksi oli 60 baria. Toinen vaihtoehto on testata jotain muuta paineakku, joka kestää testatun 80 barin esitäyttöpaineen.

Helmholtz-resonaattori toimi testeissä erityisen hyvin päähydraulilinan letkuvärähtelyjen vaimentamisessa. Kuitenkin porauksen aikana resonaattorille menevä kahden metrin letku värähteli voimakkaasti, mikä todennäköisesti liittyy sen toimintatapaan. Resonaattori oli säädetty 30 hertsiin, joten kahden metrin letkun sisällä oleva nestemassa värähteli porauksen aikana kyseisellä taajuudella. Ilmeisesti letkun sisällä oleva painevärähtelyn



taajuus sopii juuri sopivasti kahden metrin letkupituudelle niin, että resonanssitila syntyy. Tämän ongelman ratkaisemiseksi yksi vaihtoehto on yrittää tukea resonaattorille menevä letku paremmin. Toinen vaihtoehto on muuttaa letkun pituutta ja resonaattorin kammion tilavuutta. Mitoitus täytyy kuitenkin tehdä siten, että resonaattori on edelleen säädetty vaimentamaan sama 30 hertsin taajuus.

## 6.2 Värähtelyn ennustettavuuden arviointi

Yksi tämän työn tavoitteista oli arvioida sitä, voisiko tutkimusongelmana esiintynyttä mekaanista letkuvärähtelyä jollain tasolla ennustaa ongelman välttämiseksi tulevaisuudessa laiteprojekteissa. Ilmiön taustalla olevaa teoriaa ja Sandvikin tutkimustuloksia selvittäessä ja vertaillen kävi kuitenkin ilmi, että värähtelyn matemaattinen tulkinta on hankalaa. Ensinnäkin kaavoissa usein esiintyvät parametrit riippuvat vahvasti ympäröivistä olosuhteista, joten niiden selvittäminen riittävällä tarkkuudella on haastavaa. Muitakin esteitä parametrien selvittämisessä voi tulla vastaan. Esimerkiksi poralaitteissa olevien hydrauliletkujen puristuskertoimia yritettiin tiedustella suoraan letkujen valmistajalta, mutta mitään tietoja ei saatu, koska valmistaja ei joko ole tutkinut puristuskertoimien suuruutta tai he eivät halunneet jakaa tietoja yrityksen ulkopuolelle. Haastavuutta lisää myös se, että poralaitteita myydään ympäri maailmaa, joten porausolosuhteet vaihtelevat merkittävästi.

Ominaistaajuuksien laskemista vaikeuttaa myös poralaitteen hydraulilinjan pituus ja linjan sisältämät komponentit. Luvussa 3.5 laskettiin muutama arviolaskelma hydraulilinjan ominaistaajuudesta, mutta värähtelytestien tuloksia tutkittaessa pystyttiin havaitsemaan, että lasketut ominaistaajuudet eivät ole lähellekään samoja, kuin paineantureilla mitattu hieman yli 30 hertsin painevaihtelun taajuus testijärjestelmässä. Tämä ero johtuu siitä, että luvussa 3.5 käytetyt laskukaavat eivät huomioi mitenkään iskun linjassa olevia painesuodatinta, poralohkoa ja porakonetta. Lisäksi linjasto ei ole suora, vaan se mutkittelee. Kaikki komponentit ja linjastokäyrät osaltaan vaikuttavat hydraulilinjaston ominaistaajuuteen ja värähtelyn amplitudiin. Testeissä käytettyjen vaimentimienkin vaikutuksia ominaistaajuuteen on hankala etukäteen huomioida laskuissa.

Huomionarvoista luvun 3.5 laskuissa on myös se, että eri kaava ominaistaajuuden laskemiselle voi tuottaa hyvin erilaisia arvoja. Kaavalla (8) lasketut taajuusarvot olivat noin kolminkertaisia verrattuna kaavalla (14) saatuihin arvoihin. Petri Jääskelä mainitsee diplomityössään [27] tämän johtuvan siitä, että käytetyt kaavat painottavat eri asioita. Toisella kaavalla lähtökohtana on hydraulinen jousto, ja toisella painealto ja sen eteneminen äänennopeudella. Tuloksien erilaisuudesta johtuen niiden luotettavuuden suhteen kannattaa olla kriittinen.

Kaikkien edellä mainittujen asioiden perusteella ilmiön ennustaminen on erittäin vaikeaa, ellei jopa mahdotonta. Suoran ja yksinkertaisen hydraulilinjan ominaistaajuuden laskeminen vielä jollain tarkkuudella onnistuu, mutta järjestelmän monimutkaistuesssa laskelmien teko on haastavampaa. Jopa Handbook of Hydraulic Fluid Technology -kirjassa

[28, s. 454] mainitaan, että usein resonanssin välttämiseksi systeemejä säädetään yksinkertaisesti niin kutsutulla ”trial-and-error” -menetelmällä, eli kokeilemalla erilaisia vaihtoehtoja. Tämä ei kuitenkaan tarkoita sitä, että teoriaosuudessa esitetyt kaavat olisivat täysin hyödyttömiä. Kaavoista voidaan nimittäin havaita niitä tekijöitä, joilla voidaan vaikuttaa värähtelyihin ja niiden vaimentamiseen. Tämäkin auttaa jo huomattavasti ratkaisuvaihtoehtojen etsinnässä ongelman poistamiseksi.



## 7. JATKOTOIMENPITEET

Sandvikilla on suunnitelmissa suorittaa vielä kolmas testikierros, jonka tavoitteena olisi lopullisen ratkaisuvaihtoehdon löytäminen ongelman poistamiseksi. Tarkoituksena testeissä on tutkia laajemmin vielä Helmholtz-resonaattoria ja paineakkuja, koska niillä saavutettiin edellisissä testeissä parhaimmat tulokset.

Luvussa 3.5 ehdotettu isompi letkukoko iskun linjassa ei myöskään jäänyt täysin huomiotta, sillä 20-koon hydrauliletkut valittiin erääseen tulevaan pintaporalaitemalliin, jolla on samankaltaisuuksia testeissä käytetyn laitteen kanssa. Toki linjaston komponenteissa on joitakin muutoksia, mutta isomman letkun vaikutuksia päästään joltain osin näkemään kyseisen laitteen testauksessa.

Mielenkiintoista olisi vielä nähdä lopullisen ratkaisun löydyttyä, miten laite toimii oikealla kivellä porattaessa. Testipenkin avulla saatiin toki arvokasta tietoa tutkimusongelmasta, ja ymmärrys aiheesta kasvoi, mutta se ei kuitenkaan vastaa täysin oikeita porausolosuhteita, joissa lopullinen totuus valitun ratkaisuvaihtoehdon tehokkuudesta saadaan selville.

## 8. YHTEENVETO

Tämän työn yksi päätavoite oli tutkia hydraulisten painevärähtelyjen taustalla olevaa teoriaa ja selvittää, miten ne voivat muuttua hydraulijärjestelmissä letkujen mekaaniseksi värähtelyksi. Lisäksi tarkoitus oli näiden tietojen perusteella pohtia mahdollisia ratkaisuvaihtoehtoja letkuvärähtelyn vaimentamiseksi. Toinen päätavoite oli Sandvikilla tehtyjen testien tutkimustulosten perusteella selvittää, miksi joillakin testatuilla vaimentimilla saavutettiin parempia tuloksia kuin toisilla.

Työn alussa perehdyttiin ensin hieman pintaporolaitteiden ja toimilaitteena käytetyn porakoneen toimintaperiaatteeseen. Tämän jälkeen siirryttiin teoriaosuuteen, jossa tuotiin esille hydraulisiin värähtelyihin liittyviä matemaattisia kaavoja ja yleistä tietoa ilmiöstä kirjallisuusselvityksen perusteella. Lisäksi käsiteltiin painevaihteluiden ja niiden tuottamien virtausvoimien vaikutusta hydraulilinjaston seinämiin. Matemaattisista kaavoista kyettiin näkemään, että hydraulisten painevaihteluiden suuruuteen ja ominaiskulmanopeuteen voidaan vaikuttaa esimerkiksi muuttamalla virtaustien poikkipinta-alaa, lisäämällä hydraulisia joustoja tai muuttamalla virtauksen nopeutta tai hydraulilinjaston pituutta. Näiden tietojen ja muutamien laskutoimitusten perusteella yhdeksi ratkaisuvaihtoehtoksi ongelmaan ehdotettiin yhtä kokoluokkaa isompia letkuja iskun painelinjaan. Toinen vaihtoehto oli käyttää jotain erillistä hydraulista vaimenninta. Muutamia tähän tutkimusongelmaan sopivia hydraulisia vaimentimia ja niiden teoriaa esiteltiin luvussa 4.

Viidennessä luvussa esiteltiin Sandvikilla tehtyjä tutkimuksia värähtelyongelmaan liittyen. Näistä tärkeämpi tämän diplomityön kannalta oli toinen testikierros, jossa testattiin erilaisten vaimentimien toimintaa ja tehokkuutta. Kuudennessa luvussa tarkoitus oli pohtia ja analysoida juurikin toisella testikierroksella saatuja tuloksia tarkemmin. Parhaiten värähtelyjä onnistuttiin vaimentamaan linjaston yhteyteen asennetulla 1,4 litran paineakulla ja 30 hertsiin säädetyllä Helmholtz-resonaattorilla. Videoiden ja painekäyrien perusteella pääteltiin, että vaimentimen sijainnilla linjastossa on merkitystä, sillä esimerkiksi lähempänä värähtelevää letkua ollut paineakku toimi paremmin kuin kauempana ollut. Toinen painekäyrien perusteella tehty päätelmä oli, että paineamplitudin pienentäminen ei riittänyt ongelman poistamiseksi. Värähtely vaimeni eniten silloin, kun painevaihtelun muotoa tai sen taajuutta onnistuttiin merkittävästi muuttamaan. Koska paineakku ja Helmholtz-resonaattori onnistuivat ainoina vaimentimina painekäyriä muuttamaan tarpeeksi, näitä ehdotettiin tutkimaan lisää seuraavissa värähtelytutkimuksissa mahdollista lopullista ratkaisua etsiessä.

Työn lopuksi arvioitiin vielä letkuvärähtelyilmiön ennustettavuutta ja kerrottiin tulevaisuudessa tehtävistä tutkimuksista, joita Sandvikilla on jo suunniteltu. Ongelman ennustettavuuden arvioinnissa tuotiin esille se, kuinka värähtelyä on erittäin haastavaa tutkia

laskennallisoin keinoin. Monet painevaihteluun ja ominaistaajuuksiin liittyvät kaavat sisältävät sellaisia parametrejä, joiden suuruus riippuu vahvasti ympäröivistä olosuhteista, jolloin niitä on hankala saada tarkasti selville. Tasapaksun ja suoran linjan värähtelyn ominaistaajuus on vielä jollain tasolla laskettavissa. Todellisuudessa poralaitteen hydraulilinjastot kuitenkin sisältävät paljon eri komponentteja, linjaston käännöksiä tai virtauspoikkipinta-alan muutoksia, jotka kaikki vaikuttavat painevärähtelyn ominaistaajuuteen tai amplitudiin.

Teoriaosuudessa esille tuodut tiedot ja kaavat eivät kuitenkaan ole täysin hyödyttömiä, jos vastaavanlaisia ongelmia ilmenee uudestaan joskus myöhemmin tulevaisuudessa. Kaavoista nimittäin nähdään hyvin värähtelyihin liittyviä tekijöitä ja se, mitä asioita muuttamalla voidaan vaikuttaa hydraulisiin painevaihteluihin. Tämä auttaa karsimaan mahdollisia vaimennusvaihtoehtoja ratkaisua etsiessä värähtelyongelmiin.

## LÄHTEET

- [1] Handbook on Surface Drilling and Blasting, Tamrock, 1984, 310 s.
- [2] Surface Drilling, 4<sup>th</sup> edition, Atlas Copco, 2008, s. 1-14. Saatavissa (viitattu 28.1.2019): <https://www.fing.edu.uy/iq/SurfaceDrilling.pdf>
- [3] Laitetarjonnan yleiskoulutus, koulutusmateriaali, Sandvik, joulukuu 2017
- [4] Handbook of Underground Drilling, 2<sup>nd</sup> edition, Tamrock, 1986, 328 s.
- [5] R. Keskinen, Hydraulisen värähtelyn ja melun syntymekanismit, Hydraulinen värähtely ja melu, täydennyskoulutuskurssi 16.–17.11.1983, Tampereen teknillinen korkeakoulu, Tampere, s. 1–45
- [6] H. Kauranne, J. Kajaste, M. Vilenius, Hydrauliteknikka, 2. painos, Helsinki, 2013, 496 s.
- [7] J. Fonselius, J. Rinkinen, M. Vilenius, Hydraulikka II, Tampere, 1995, 226 s.
- [8] J. Yli-Harju, Hydrauliletkujen staattiset ominaisuudet, Diplomityö, Tampereen teknillinen korkeakoulu, konetekniikan osasto, Tampere, 1995, 108 s.
- [9] Adiabaattinen prosessi, Termodynamiikan pääsäännöt, oppimateriaali, Internetix, Otavan opisto, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 28.1.2019): [http://opinnot.internetix.fi/fi/materiaalit/fy/fy2/10.\\_termodynamiikan\\_paasaannot/10\\_2\\_ensimmainen?C:D=1653265&m:selres=1653265](http://opinnot.internetix.fi/fi/materiaalit/fy/fy2/10._termodynamiikan_paasaannot/10_2_ensimmainen?C:D=1653265&m:selres=1653265)
- [10] R. Keskinen, Putkiston värähtelyt. Syyt analyysi ja valvonta, Hydraulinen värähtely ja melu, täydennyskoulutuskurssi 16.–17.11.1983, Tampereen teknillinen korkeakoulu, Tampere, s. 1–38
- [11] Choosing between hose and tube assembly for hydraulic systems, Hose & fittings, etc.; verkkosivu, toukokuu 2016. Saatavissa (viitattu 28.1.2019): <https://www.hoseandfittingsetc.com/our-blog/hose-v.-tube-assembly-in-hydraulic-systems>
- [12] Engineering essentials: Types of hydraulic hose, Hydraulics & Pneumatics, 1.1.2012. Saatavissa (viitattu 28.1.2019): <https://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicHoseTu/Article/False/6417/TechZone-HydraulicHoseTu>

- [13] Hydraulic hose information, Engineering360, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 28.1.2019): [https://www.globalspec.com/learnmore/flow\\_control\\_fluid\\_transfer/pipe\\_tubing\\_hose\\_fittings\\_accessories/hydraulic\\_hose](https://www.globalspec.com/learnmore/flow_control_fluid_transfer/pipe_tubing_hose_fittings_accessories/hydraulic_hose)
- [14] Hose basics: Everything you need to know, katalogi, Parker Hannifin, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 28.1.2019): [http://www.parker.com/static\\_content/docs/ParkerStore2014/Global%20Assets/PDFs/Hose%20basics.pdf](http://www.parker.com/static_content/docs/ParkerStore2014/Global%20Assets/PDFs/Hose%20basics.pdf)
- [15] J. Hölcke, Frequency response of hydraulic hoses, lisensiaattityö, KTH Royal Institute of Technology, Department of Machine Design, Tukholma, 92 s. Saatavissa (viitattu 28.1.2019): <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:7275/FULLTEXT01.pdf>
- [16] J. Myllykylä, Hydraulipumppujen värähtely ja melu, Hydraulinen värähtely ja melu, täydennyskoulutuskurssi 16.–17.11.1983, Tampereen teknillinen korkeakoulu, Tampere, s. 1–57
- [17] S. Kaneko et al., Vibration Induced by Pressure Waves in Piping, Flow-Induced Vibrations: Classifications and Lessons from Practical Experiences, 2<sup>nd</sup> edition, 2014, s. 197–275
- [18] P. Drexler, H. Faatz et al., The Hydraulic Trainer, Volume 3, Planning and Design of Hydraulic Power Systems, Mannesmann Rexroth AG, 1988, 341 s.
- [19] D. K. Longmore, A. Schlesinger, Transmission of Vibration and Pressure Fluctuations Through Hydraulic Hoses, Proc Instn Mech Engrs, vol 205, 1991, s. 97–104
- [20] L. Kela, Attenuating amplitude of pulsating pressure in a low-pressure hydraulic system by an adaptive Helmholtz resonator, väitöskirja, Oulun yliopisto, Konetekniikan laitos, Oulu, 2010, 158 s. Saatavissa (viitattu 28.1.2019): <http://jultika.oulu.fi/files/isbn9789514261602.pdf>
- [21] Helmholtz resonator sketch, Wikimedia, kuva, lokakuu 2010, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 28.1.2019): [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Helmholtz\\_resonator\\_sketch.JPG](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Helmholtz_resonator_sketch.JPG)
- [22] Helmholtz Resonance, opetusmateriaali, The University of New South Wales, Australia, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 28.1.2019): <https://newt.phys.unsw.edu.au/jw/Helmholtz.html>
- [23] N. E. Earnhart, K. A. Cunefare, Compact Helmholtz resonators for hydraulic systems, International Journal of Fluid Power, Volume 13, Issue 1, 2012, s. 41–50

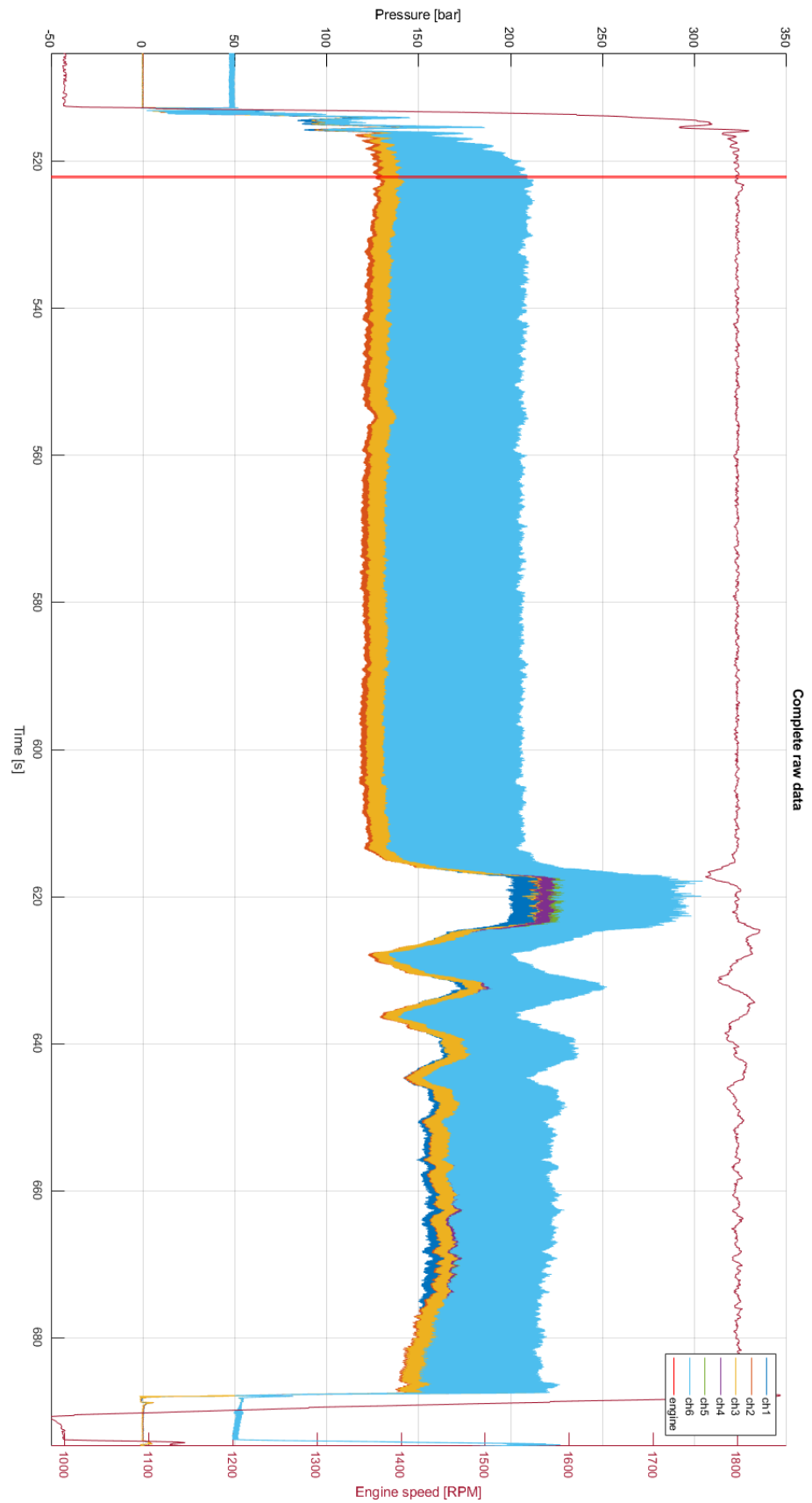
- [24] M. Ijas, Damping of low frequency pressure oscillation, väitöskirja, Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliiikan ja automatiikan laitos, Tampere, 2007, 85 s. Saatavissa (viitattu 28.1.2019): [https://tutcris.tut.fi/portal/en/publications/damping-of-low-frequency-pressure-oscillation\(8f4cdf4d-b7cc-45ad-bfde-fd0ced487ae1\).html](https://tutcris.tut.fi/portal/en/publications/damping-of-low-frequency-pressure-oscillation(8f4cdf4d-b7cc-45ad-bfde-fd0ced487ae1).html)
- [25] K. Korane, How does a hydraulic accumulator work, Mobile Hydraulic Tips, 1.8.2017. Saatavissa (viitattu 28.1.2019): <https://www.mobilehydraulictips.com/hydraulic-accumulator-work/>
- [26] T. Ichiyanagi, T. Nishiumi, Study on the insertion loss characteristics of side branch resonator in hydraulic line, Proceedings of the 7<sup>th</sup> JFPS International Symposium on Fluid Power, Toyama, 15.–18.9.2008, s. 353–358
- [27] P. Jääskelä, Letkun ja putken vaikutus hydraulilinjan värähtelyyn, Diplomityö, Tampereen teknillinen korkeakoulu, automaatiotekniikan osasto, Tampere, 2002, 69 s.
- [28] G. E. Totten, V. J. De Negri, Noise and vibration of fluid power systems, Handbook of hydraulic fluid technology, 2<sup>nd</sup> edition, 2011, s.447–460

## LIITE A: MONIMUUTTUJATESTIN TAULUKKO

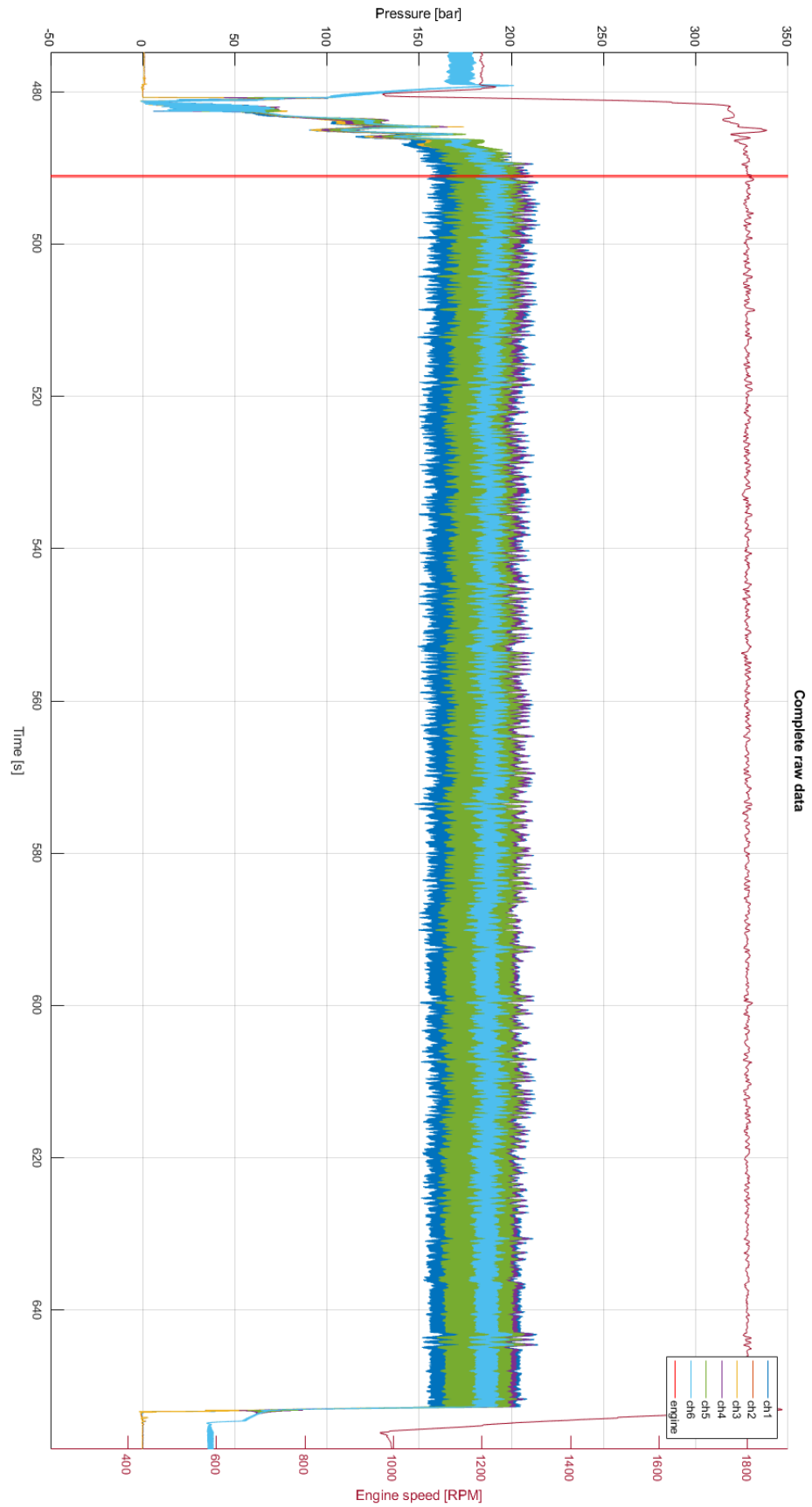
Testi numero	Lietku	Øljyt	P-akku ennen saadin	Pumpun pituus	Hyd linjan pituus	T-haara 7,5m	Hyd linjan tyyppi	Pakon HP akkujen paine	Lietkun tiireys	Iskun paine	Mottoo- in	Pumpun saät. valmistuslietku	Testin ajojärj. ajo 1*	Lietkun liike ajo 2*	kestiano	Amplitudi ajo 1	Amplitudi ajo 2	Amplitudi pumpu ajo 1	Amplitudi pumpu ajo 2	Amplitudi kestiano pumpu	
1	Semp 2C	Telussv68	Kyllä	Nominal	Kyllä	Puhti	0	Nominal 10,7	160	1600	150	12	4,47	4,89	4,68	172	176	174,0	68	74	71,0
2	Semp 2C	Telussv68	Kyllä	Nominal	Ei	Puhti	50 Lövs	0	210	1800	60	11	1,05	1,23	1,14	75	75	75,0	44	45	44,5
3	Semp 2C	Telussv68	Kyllä	+7,5	Ei	Lietku	0	Nominal 10,7	160	1600	60	9	4,64	4,38	4,51	170	171	170,5	78	75	76,5
4	Semp 2C	Telussv68	Kyllä	+7,5	ER	Lietku	50 Lövs	0	210	1800	150	10	1,27	0,96	1,115	60	57	58,5	24	24	24,0
5	Semp 2C	Shellimr4	Ei	Nominal	ED	Lietku	0	Nominal 10,7	210	1800	150	8	6,67	5,93	6,3	232	237	234,5	75	70	72,5
6	Semp 2C	Shellimr4	Ei	Nominal	ED	Lietku	50 Lövs	0	160	1600	60	7	3,33	3,49	3,41	56	57	56,5	50	50	50,0
7	Semp 2C	Shellimr4	Ei	+7,5	ER	Puhti	0	Nominal 10,7	210	1800	150	6	5,60	4,98	5,29	186	191	188,5	88	91	89,5
8	Semp 2C	Shellimr4	Ei	+7,5	ER	Puhti	50 Lövs	0	160	1600	150	5	2,35	2,23	2,29	49	50	49,5	17	18	17,5
9	BridgeST	Telussv68	Ei	+7,5	ED	Lietku	0	Lövs	160	1800	150	15	7,32	7,17	7,265	246	230	238,0	105	121	113,0
10	BridgeST	Telussv68	Ei	+7,5	ED	Lietku	50	Nominal 10,7	210	1600	60	16	2,91	1,43	2,17	76	69	72,5	30	30	30,0
11	BridgeST	Telussv68	Ei	Nominal	ER	Puhti	0	Lövs	160	1800	60	14	7,74	10,15	8,945	266	278	272,0	80	97	88,5
12	BridgeST	Telussv68	Ei	Nominal	Ei	Puhti	50	Nominal 10,7	210	1600	150	13	6,33	6,4	6,365	87	90	88,5	96	96	96,0
13	BridgeST	Shellimr4	Kyllä	+7,5	ED	Lietku	0	Lövs	210	1600	150	4	5,28	5,1	5,19	176	171	173,5	92	96	94,0
14	BridgeST	Shellimr4	Kyllä	+7,5	ER	Lietku	50	Nominal 10,7	160	1800	60	3	1,55	1,59	1,57	47	45	46,0	19	17	18,0
15	BridgeST	Shellimr4	Kyllä	Nominal	ER	Lietku	0	Lövs	210	1600	150	2	5,00	5,06	5,03	186	184	185,0	75	72	73,5
16	BridgeST	Shellimr4	Ei	Nominal	Ei	Lietku	50	Nominal 10,7	160	1800	150	1	0,27	0,26	0,265	40	41	40,5	26	26	26,0
REFERENSSI 160 3W																					
REFERENSSI 210 3W																					
VERIFOINTI 1	Semp 2C	Telussv68	Kyllä	Nominal	Ei	Puhti	50	Nominal 10,9	160	1800	150	0	3,33	3,43	3,38	65	66	65,5	23	23	23,0
VERIFOINTI 2	Semp 2C	Shellimr4	Kyllä	7,5	ED	Lietku	50	Nominal 10,7	210	1800	60	17	3,01	3,31	3,16	65	64	64,5	22	22	22,0
VERIFOINTI 3	Semp 2C	Shellimr4	Kyllä	7,5	ED	Lietku	50	Nominal 10,7	160	1800	60	19	0,25	0,24	0,245	45	47	46,0	18	18	18,0

\* Videolta näkyvät mitatut suurin liette ja pientuuna liette halkaisijalla

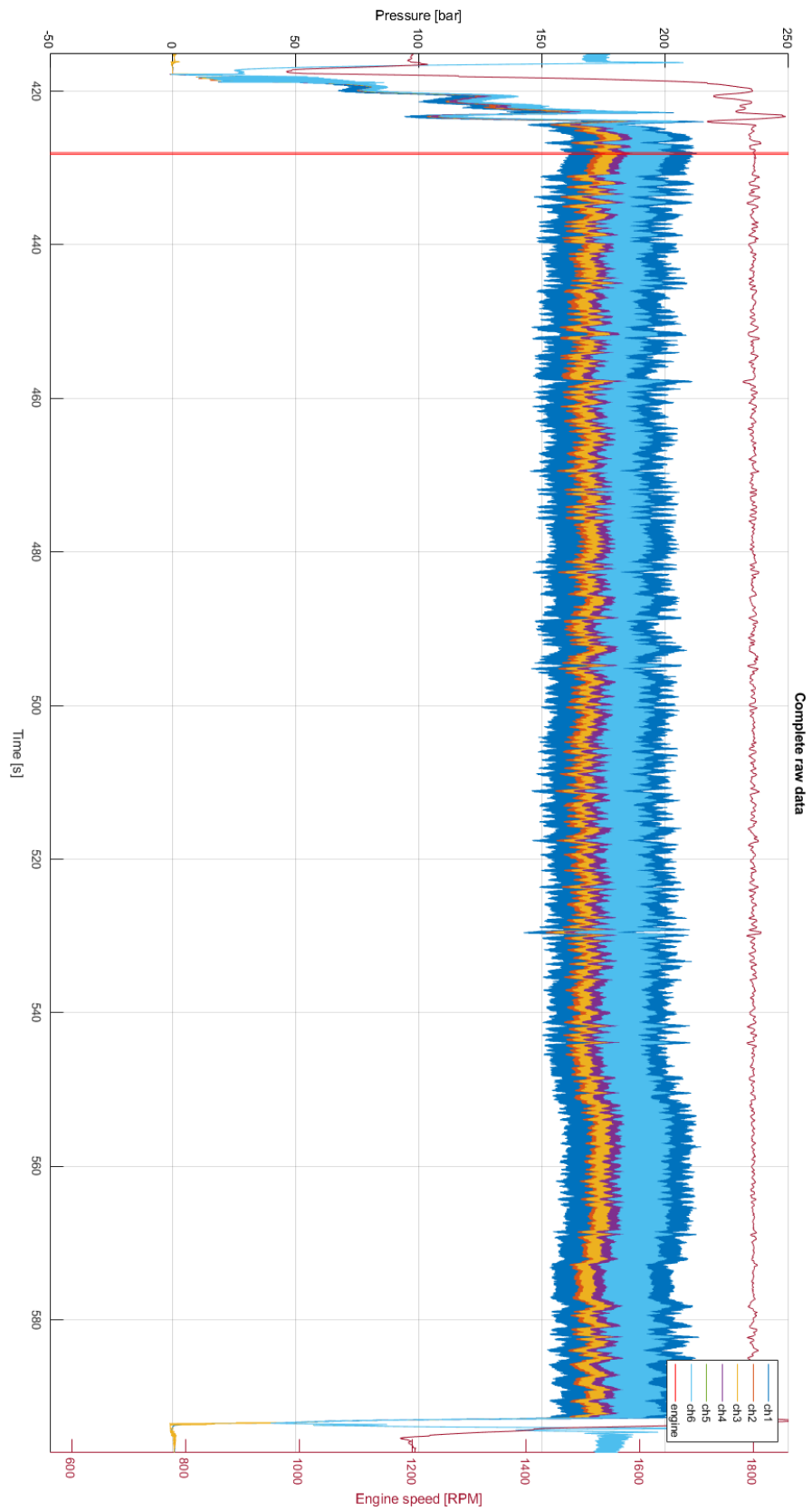
## LIITE B: TESTIPORAUS ALKUPERÄISELLÄ KOKOONPANOLLA



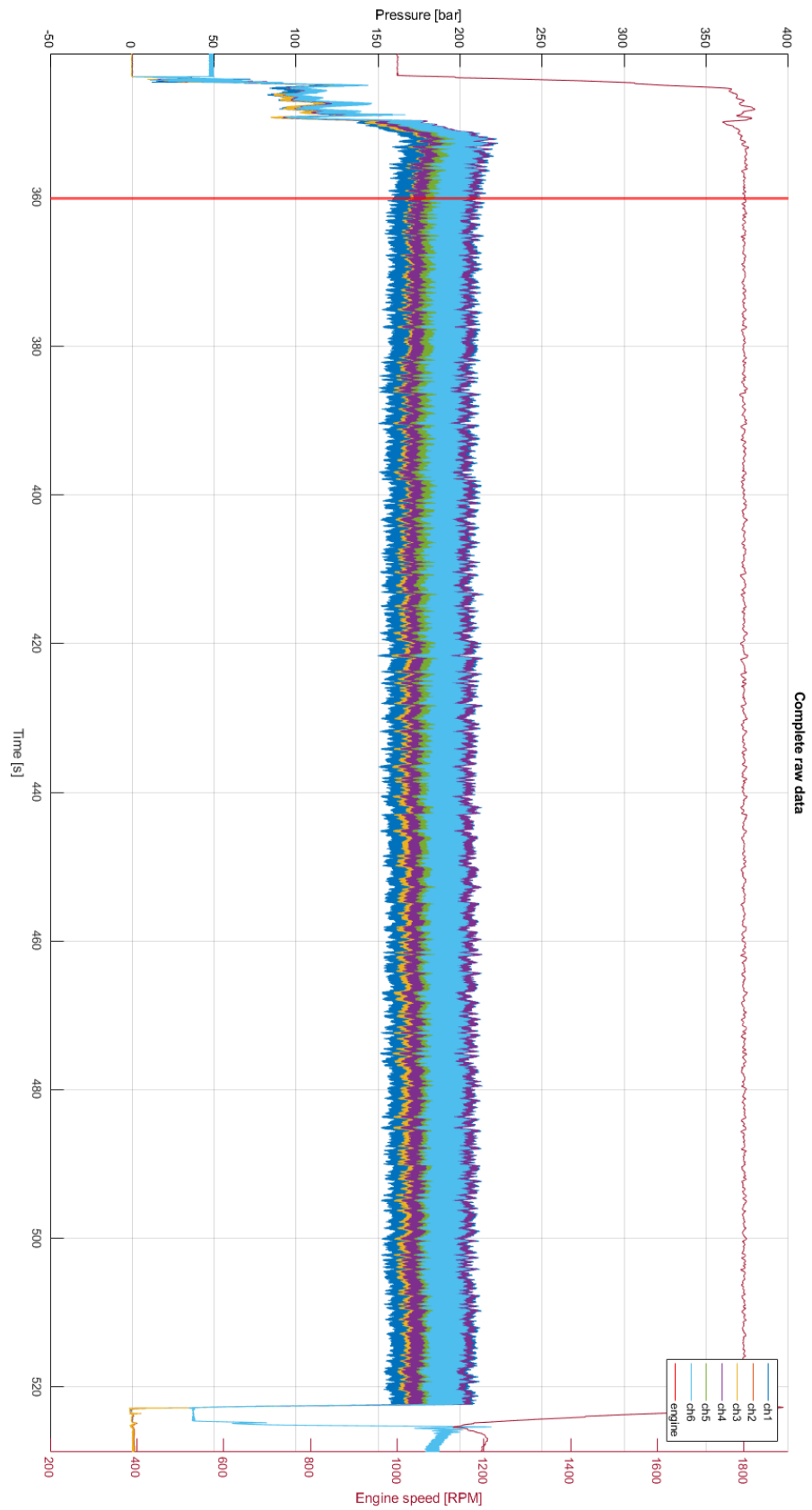


**LIITE C: TESTIPORAUS 1,4 LITRAN PAINEKULLA (PUMPULLA)**

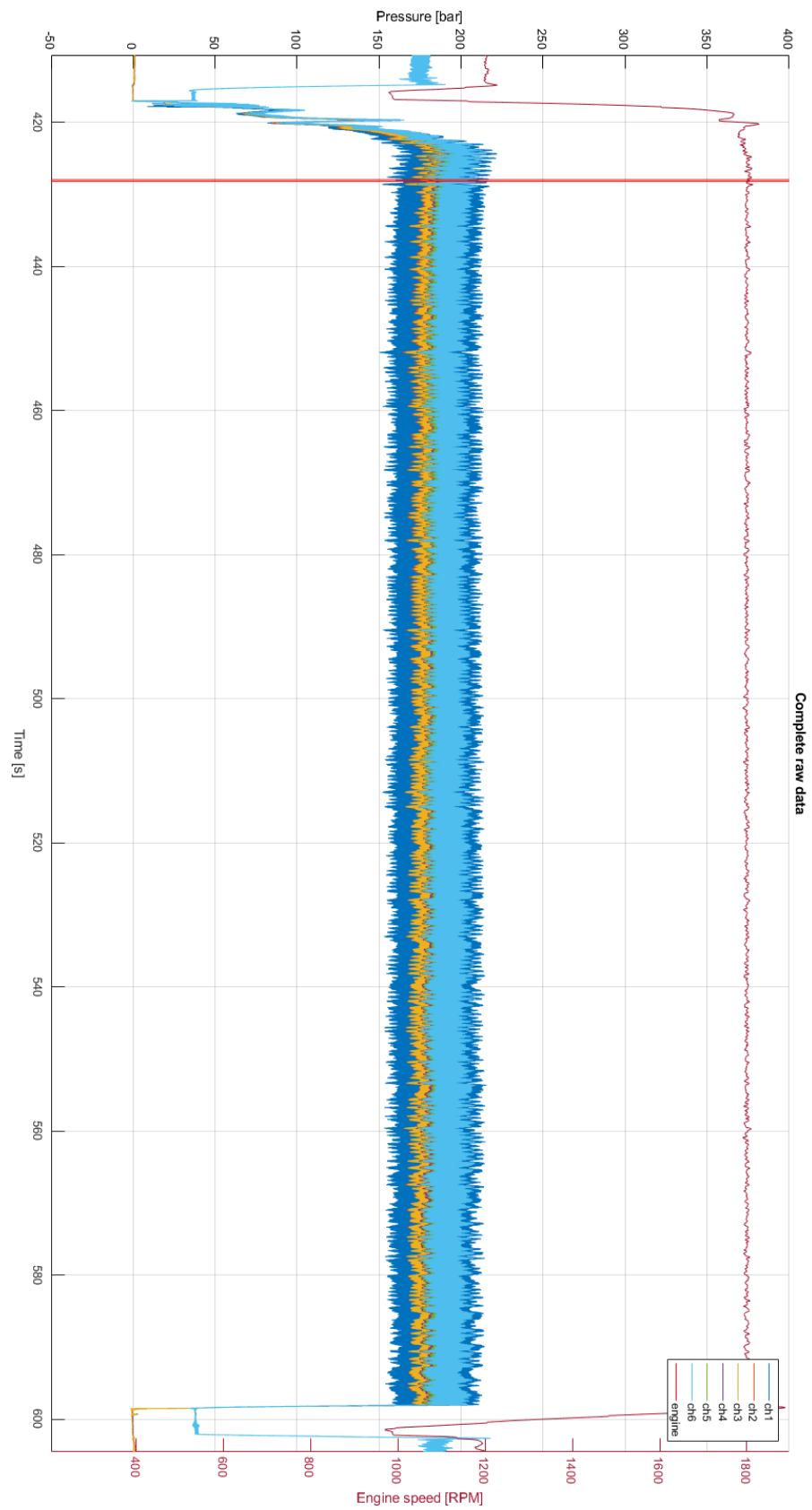
## LIITE D: TESTIPORAUS 1,4 LITRAN PAINEAKULLA (PORALOHKOLLA)



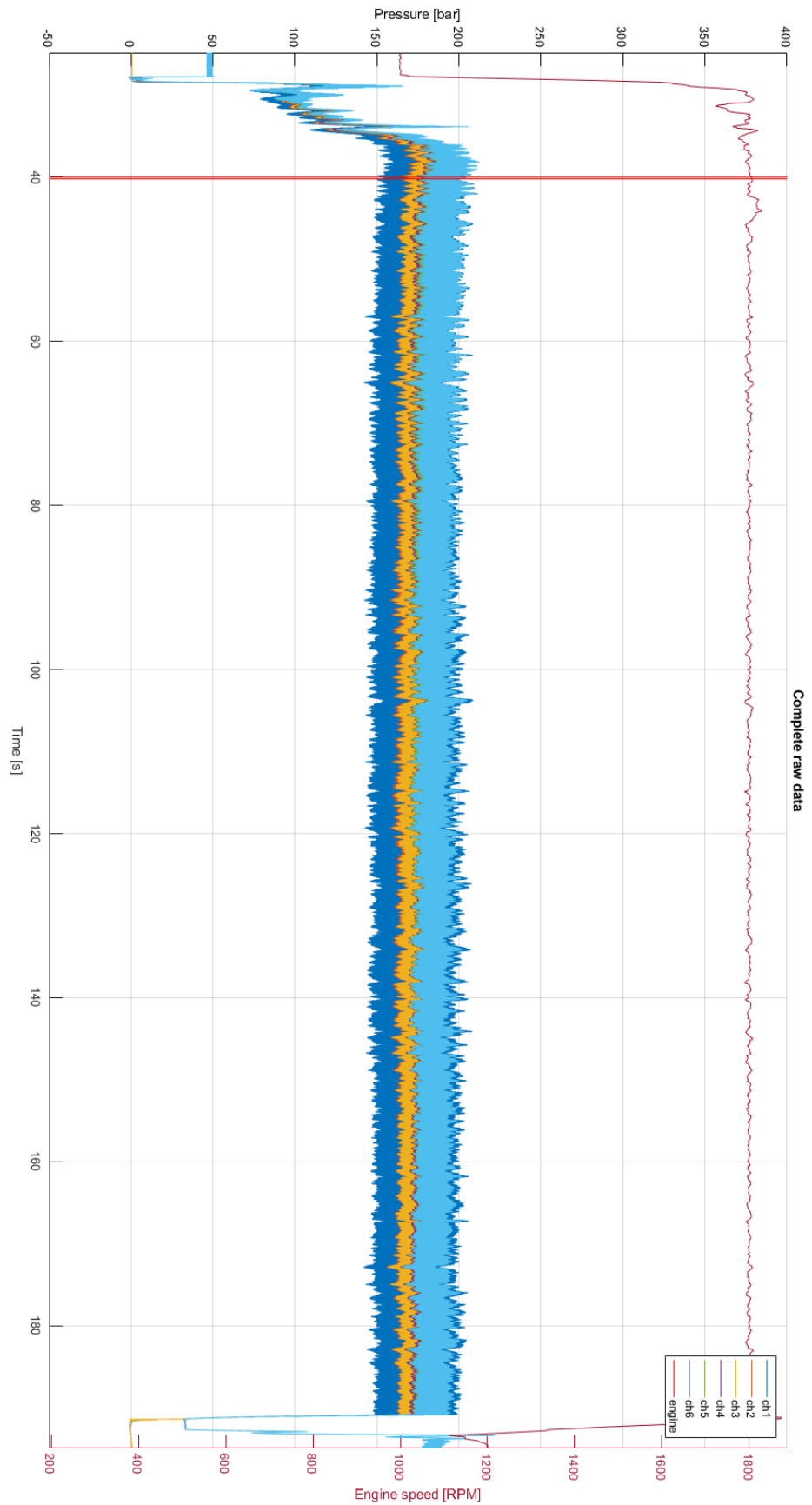
# LIITE E: TESTIPORAUS HELMHOLTZ-RESONAATTORILLA (PUMPULLA)



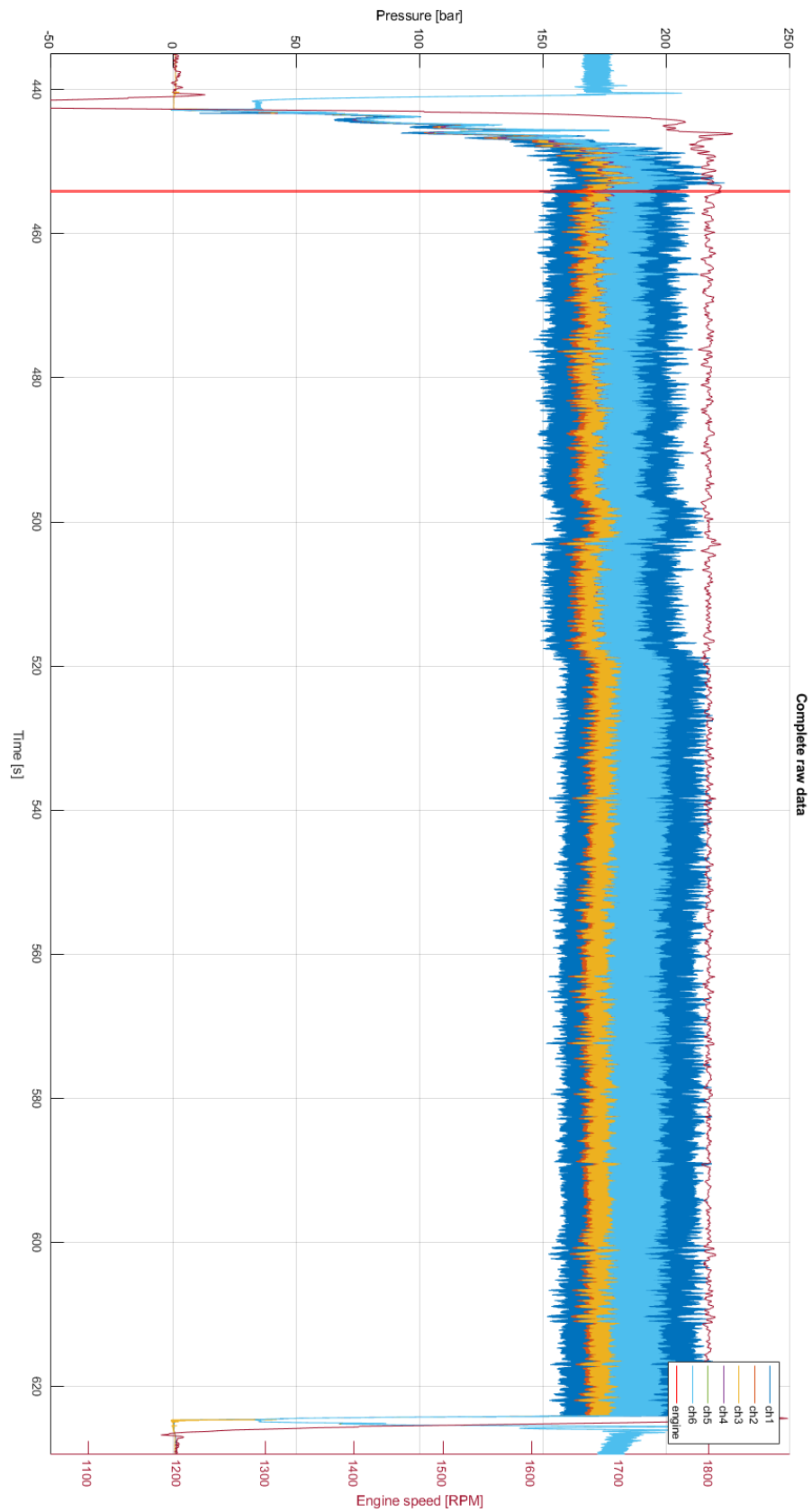
## LIITE F: TESTIPORAUS HELMHOLTZ-RESONAATTORILLA (PO- RALOHKOLLA)



## LIITE G: TESTIPORAUS INLINE-PAINEAKULLA



# LIITE H: TESTIPORAUS ERIKOISVALMISTEISELLA PAINEAKULLA



# LIITE I: TESTIPORAUS ISOMMILLA PORAKONEEN PAI- NEAKUILLA

