

Opinnäytetyö (AMK)

Insinööri (AMK), prosessi- ja materiaalitekniikka

2019

Kaisa Ilmonen

VENTTIILIKAVITAATIO

OPINNÄYTETYÖ (AMK) | TIIVISTELMÄ

TURUN AMMATTIKORKEAKOULU

Insinööri (AMK), prosessi- ja materiaalitekniikka

2019 | 48 sivua, 10 liitesivua

Ohjaajat: Esa Tamminen, Vanhempi prosessiasiantuntija (Neste Oyj); Mika Jokinen, Yliopettaja (Turku AMK)

Kaisa Ilmonen

VENTTIILIKAVITAATIO

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli tutkia säätöventtiileihin kohdistuvaa, suuren paineen pudotuksen aiheuttamaa höyrystymistä ja kavitaatioilmiötä. Opinnäytetyön tavoitteena oli selvittää yleisimpien säätöventtiilityyppien ominaisuuksia ja venttiileissä esiintyvän kavitaation syntyä sekä keinoja kavitaation estämiseksi, jotta venttiilikavitaation ymmärrys parantuisi ja säätöventtiiliratkaisut voitaisiin suunnitella paremmin, jolloin säätöventtiilien käyttöikä pidentyisi.

Tavoitteeseen pääsemiseksi lasketaan ongelmallisten säätöventtiilien ja niihin kuuluvien putkistojen paineprofiilit painehäviöohjelmia sekä venttiilivalmistajien mitoitusohjelmia apuna käyttäen. Opinnäytetyössä tarkastellaan erilaisten säätöventtiilien rakennetta ja ominaisuuksia, virtauksen käyttäytymistä venttiileissä erilaisten laskentakaavojen kautta sekä venttiilien mitoituksessa yleisesti huomioitavia asioita. Lisäksi opinnäytetyössä käsitellään kavitaatioilmiön syntyä, kavitaation vaikutuksia, mahdollisia keinoja venttiilikavitaation vähentämiseen tai estämiseen sekä laskennallista tapaa kavitaatoriskin ennustamiseen.

Tuloksista havaitaan säätöventtiilien ennaikaisen kulumisen johtuvan veden höyrystymisestä venttiileissä suuren painepudotuksen vuoksi. Suunnittelun myötä nykyisessä sovelluksessa höyrystymistä on vaikea estää ilman mittavaa uudelleensuunnittelu- ja rakennusprojektia. Ongelmallisten säätöventtiilien tilaa olisi hyvä alkaa seurata ja ennustaa, jolloin venttiilien kulumisen ja hajoamisen ennakointi olisi mahdollista. Myös venttiilien materiaalivalintoihin olisi hyvä kiinnittää huomiota.

ASIASANAT:

kavitaatio, säätöventtiili, painehäviö, höyrystyminen, höyrönpaine

BACHELOR'S THESIS | ABSTRACT

TURKU UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Chemical and Materials Engineering

2019 | 48 pages, 10 pages in appendices

Instructors: Esa Tamminen, Senior Process Specialist (Neste Oyj); Mika Jokinen, Principal Lecturer (Turku University of Applied Sciences)

Kaisa Ilmonen

CAVITATION IN VALVES

In this thesis a vaporization and a cavitation phenomenon caused by a high pressure drop in control valves were studied. The aim of the thesis was to clarify the properties of the most common control valves, the formation of cavitation in the valves, and methods to prevent cavitation to better understand the phenomenon of cavitation in valves. This would enable better design of control valve solutions, thus increasing the operating life of the valves.

The pressure profiles of problematic control valves and the associated piping systems were calculated using pressure loss programs to reach the aim. The thesis deals with the structure and properties of the various control valves, various formulas to calculate the behavior of the flow, and observations to be taken into consideration when sizing the valves. Further the thesis deals with the formation of the cavitation phenomenon, the effects of cavitation, possible methods to reduce or prevent cavitation in valves, and a computational method to predict the risk of cavitation.

The results assigned premature wear of the control valves to the vaporization of water in the valves. It would be difficult to prevent the vaporization in the current application without a large-scale design and construction project. It would be useful to start observing the problematic control valves by computational methods to predict wearing and breakage. Attention could also be paid to the selection of valve materials.

KEYWORDS:

cavitation, control valve, pressure drop, vaporization, vapour pressure

SISÄLTÖ

KÄYTETTY SANASTO	7
1 JOHDANTO	8
2 SÄÄTÖVENTTIILIT	9
2.1 Säätöventtiilien rakenne ja toimintaperiaate	9
2.1.1 Lineaarisesti liikkuvat säätöventtiilit	10
2.1.2 Pyörivät säätöventtiilit	11
2.2 Säätöventtiilien ominaisuudet	13
2.2.1 Säätöventtiilien ominaiskäyrät	15
2.2.2 Paine	21
2.3 Säätöventtiilien mitoitus	26
3 KAVITAATIO	28
3.1 Kavitaation synty	28
3.2 Kavitaation vaikutukset	29
3.3 Kavitaation estäminen	31
3.4 Kavitaatioindeksi	33
4 VENTTIILIEN JA VENTTIILIEN PUTKISTOJEN PAINeprofiilien LASKEMINEN SEKÄ TULOKSET	35
4.1 Paineprofiilin ja kavitaatioindeksin esimerkkilasku nestevirtauksella	35
4.2 Paineprofiilien laskeminen ohjelmilla	37
4.2.1 Fisherin lineaarinen istukkaventtiili	37
4.2.2 Masoneilanin kiertoistukkaventtiili	39
5 VEDEN HÖYRYSTYMISESTÄ AIHEUTUVAT VAURIOT TUTKITTAVASSA SÄÄTÖVENTTIILISSÄ	41
6 TULOSTEN TARKASTELU	43
6.1 Fisherin lineaarinen istukkaventtiili	43
6.2 Masoneilanin kiertoistukkaventtiili	43
6.3 Korjauskerroin	44
6.4 Pohdinta	45

7 YHTEENVETO	46
---------------------	-----------

LÄHTEET	47
----------------	-----------

LIITTEET

Liite 1. Laskettava putkisto.	
Liite 2. Paikallisvastukset.	
Liite 3. Moodyn diagrammi.	
Liite 4. Painehäviöohjelma höyrystyvälle virtaukselle.	
Liite 5. Fisher Specification Manager-mitoitusohjelma.	
Liite 6. Fisher Specification Manager-mitoitusohjelman ominaiskäyrä lineaariselle sää- töventtiilille.	
Liite 7. Masoneilan ValSpeQ-mitoitusohjelma.	
Liite 8. Automaatiojärjestelmän virityskorjaus.	
Liite 9. Korjauskerroin.	

KAAVAT

Kaava 1. Venttiilin yli kulkeva tilavuusvirtaus paine-eron ollessa vakio.....	15
Kaava 2. Venttiilin kapasiteettikerroin.....	15
Kaava 3. Venttiilin kapasiteettikertoimen kaavan supistaminen.....	16
Kaava 4. Supistettu venttiilin kapasiteettikertoimen kaava.....	16
Kaava 5. Veden ominaispaino.....	16
Kaava 6. Yksinkertaisin esitetty muoto venttiilin kapasiteettikertoimen kaavasta.....	16
Kaava 7. Muuntokaava K_V ja C_V välillä.....	17
Kaava 8. Suhteellinen kapasiteettikerroin.....	17
Kaava 9. Kitkaton Bernoullin yhtälö.....	22
Kaava 10. Kitkallinen Bernoullin yhtälö.....	22
Kaava 11. Johdettu Bernoullin yhtälö.....	22
Kaava 12. Bernoullin yhtälö, jossa hydrostaattista painetta ei oteta huomioon.....	23
Kaava 13. Painehäviö suorassa putkessa.....	23
Kaava 14. Reynoldsin luku.....	23
Kaava 15. Putkistokomponentin painehäviö.....	24
Kaava 16. Kokonaispainehäviö.....	24
Kaava 17. Paineen palautumiskerroin.....	26
Kaava 18. Kavitaatioindeksi.....	33

KUVAT

Kuva 1. Yleiskuva säästöventtiilin rakenteesta (ESI Technologies Group 2018).....	10
---	----

Kuva 2. Istukkaventtiilin rakenne (Metso Corporation 2018).	11
Kuva 3. V-aukkoisen segmenttipalloventtiilin rakenne (Bray International 2018).	12
Kuva 4. Täysaukkoisen palloventtiilin rakenne (Cera System 2018).	12
Kuva 5. Lämpäventtiilin rakenne (Säätö Oy 2018).	13
Kuva 6. Yleisimmät ominaiskäyrät (Kirmanen ym. 2011, 21).	18
Kuva 7. Istukkaventtiilin, segmentoidun palloventtiilin ja täysaukkoisen palloventtiilin ominaiskäyrät.	19
Kuva 8. Sulkuelimen muodon vaikutus ominaiskäyrään (Praveen 2017).	19
Kuva 9. Asennetun venttiilin käytettävissä oleva paine-ero (Kirmanen ym. 2011, 23).	20
Kuva 10. Asennetun ominaiskäyrän siirtymä.	21
Kuva 11. Virtauksen käyttäytyminen putkistossa (Native Dynamics 2015).	25
Kuva 12. Venttiilin paineprofiili (Manohar 2013, 26).	25
Kuva 13. Paineen palautuminen (Kirmanen ym. 2011, 41).	26
Kuva 14. Painehäviön ja virtauksen suhde (Kirmanen ym. 2011, 41).	27
Kuva 15. Paineaalto.	29
Kuva 16. Suihkuvirtauksen muodostuminen (Focus-It 2018).	29
Kuva 17. Kavitaatioeroosion aiheuttama kuluminen (Evans & Ritter 2015).	30
Kuva 18. Tukehtuvan virtauksen paineprofiili.	31
Kuva 19. Kavitaatiota vähentävä segmenttipalloventtiili ja portaittainen paineen lasku (Metso Automation Inc. 2018).	32
Kuva 20. Venttiilin pesä.	41
Kuva 21. Venttiilin sisäosat.	42
Kuva 22. Venttiilin sulkuelin.	42

TAULUKOT

Taulukko 1. Laskennallinen kavitaatoriski kavitaatioindeksin avulla (Flotech 2018)....	34
Taulukko 2. Yhdekorkeuden paine.	35
Taulukko 3. Paikallisvastukset.	36
Taulukko 4. Putkiston painehäviön laskeminen.	36
Taulukko 5. Kavitaatioindeksin laskeminen.	37
Taulukko 6. Prosessiparametrit Fisherin säätöventtiilille.	38
Taulukko 7. Lasketut arvot Fisherin säätöventtiilille.	39
Taulukko 8. Prosessiparametrit Masoneilanin säätöventtiilille.	39
Taulukko 9. Lasketut arvot Masoneilanin säätöventtiilille.	40
Taulukko 10. Avauman virityskorjaus.	44

KÄYTETTY SANASTO

Alavirta	Venttiilistä lähtevä virtaus
BESSI	Kevytbensiinin isomerointiyksikkö
Jatkuvuusyhtälö	$A_1v_1 = A_2v_2$
Kaksifaasivirtaus	Virtaus, jossa on kaksi eri faasia, esimerkiksi nestettä ja kaasua
Lähtöpaine	Venttiilistä lähtevän virtauksen paine
Nimellisuuruus	Nimellisarvo, putken halkaisija [mm], lyhenne DN
Ominaispaino	Aineen tiheys suhteessa veden tiheyteen tietyissä olosuhteissa (101 325 Pa, 15,56 °C) [-] (Crane Engineering Department 2010, 3–2)
Paisuntahöyrystyminen	Venttiilissä ilmentyvän höyrystymisen muoto, jossa paine ei palaa riittävästi ja virtaus jatkuu kaksifaasisena
Possutus	Putkistojen mekaaninen puhdistusmenetelmä, jossa erillinen puhdistustulppa laitetaan kulkemaan putkiston läpi virtauksen mukana (Nesbitt 2007, 163)
Putkistokomponentti	Putkiston osa, kuten esimerkiksi mutka, supistus tai venttiili
Tulistus	Höyry, jonka lämpötila on nostettu korkeammaksi kuin veden höyrystymislämpötila
Tulopaine	Venttiiliin tulevan virtauksen paine
Vena contracta	Kohta venttiilissä, jossa virtauksen kuristuspoikkileikkaus on pienimmillään (lat.) (Kirmanen ym. 2011, 40)
Ylävirta	Venttiiliin tuleva virtaus

1 JOHDANTO

Työn toimeksiantaja Neste Oyj on suomalainen yhtiö, jonka liiketoiminta-alueelle kuuluvat öljytuotteet, uusiutuvat tuotteet sekä Marketing & Services. Yhtiö on perustettu vuonna 1948 ja nykyään se on kansainvälisestikin hyvin merkittävä yritys. Suomessa Neste Oyj:n jalostamot sijaitsevat Naantalissa ja Porvoossa. (Neste Oyj 2018.) Työ toteutettiin Kilpilahdessa Porvoon jalostamolla.

Toimeksiantaja oli huomannut erityistä vikaantumisherkkyyttä muun muassa höyrykehittimien pinnankorkeutta säätävissä säätöventtiileissä. Opinnäytetyön tavoitteena oli tutkia ja selvittää säätöventtiileissä esiintyvän kavitaation syntyä sekä mahdollisia keinoja sen estämiseksi, jotta venttiilikavitaation ymmärrys parantuisi ja venttiilien käyttöikä pidentyisi. Venttiilikavitaation tutkimisen syyn taustalla oli halu pystyä suunnittelemaan säätöventtiilijärjestelyt paremmin huomioimalla niihin kohdistuva suuri painehäviö ja siitä aiheutuva kavitaatioilmiö, ja täten vähentämään säätöventtiilien kavitaation määrää.

Opinnäytetyössä oli tarkoituksena laskea ongelmallisten säätöventtiilien ja niihin kuuluvien putkistojen paineprofiilit. Laskuissa käytettiin avuksi putkiston painehäviöohjelmia sekä venttiilivalmistajien kehittämiä ohjelmia.

2 SÄÄTÖVENTTIILIT

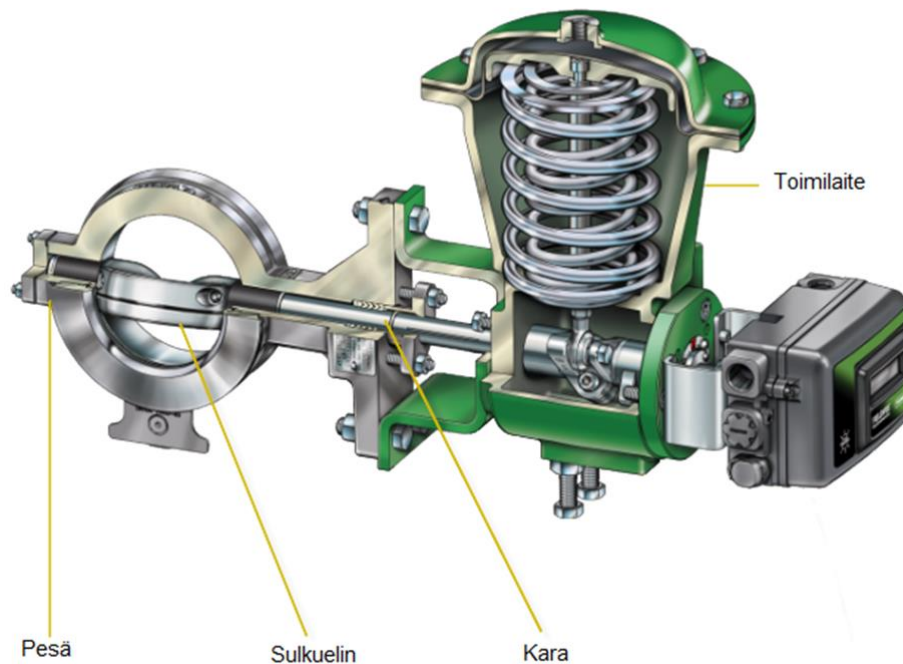
Nykyaikainen prosessiteollisuus käyttää hyväkseen paljon erilaisia säätöventtiileitä, ja yhdessä automaation kanssa ne mahdollistavat prosessiparametrien tarkan säädön sekä täten myös laadukkaan lopputuotteen. Säätöventtiilin toiminta perustuu venttiilin sisällä olevan sulkuelimen ohjattuun liikkeeseen, jolloin putkistossa kulkeva virtaus saadaan muuttumaan. (Darby 1997, 147.)

2.1 Säätöventtiilien rakenne ja toimintaperiaate

Venttiilin rakenteeseen kuuluu yksinkertaistettuna ulkoiset osat runko ja toimilaite sekä sisäiset osat venttiilin kara ja pesässä oleva sulkuelin, joka säätelee virtausaukon suuruutta (kuva 1). Eri venttiililyyppien rakenteissa on kuitenkin suuria rakenteellisia eroja. (Crane Engineering Department 2010, 3–2.)

Venttiilin toimintaa ohjaa toimilaite, joka voi toimia joko hydraulisesti, manuaalisesti, pneumaattisesti tai sähköisesti (Santec Group 2018). Toimilaitteen energia siirtyy karan välityksellä sulkuelimelle. Venttiilin sulkuelin tarkoittaa venttiilin pesässä olevaa osaa, jolla joko suljetaan virtaus tai säädetään sitä. Sulkuelimen muoto ja sulkeutumistapa riippuvat venttiililyypistä. Esimerkkejä eri sulkuelimistä ovat lautanen, tulppa tai pallo.

Prosessin säätämiseen on kehitetty monia erilaisia venttiilivaihtoehtoja, jotka jaotellaan yleisimmin kahteen pääryhmään venttiilin sulkuelimen ja karan yhteistoiminnan mukaan: lineaarisesti liikkuvat venttiilit sekä pyörivät venttiilit. (Emerson Automation Solutions 2017, 15.)



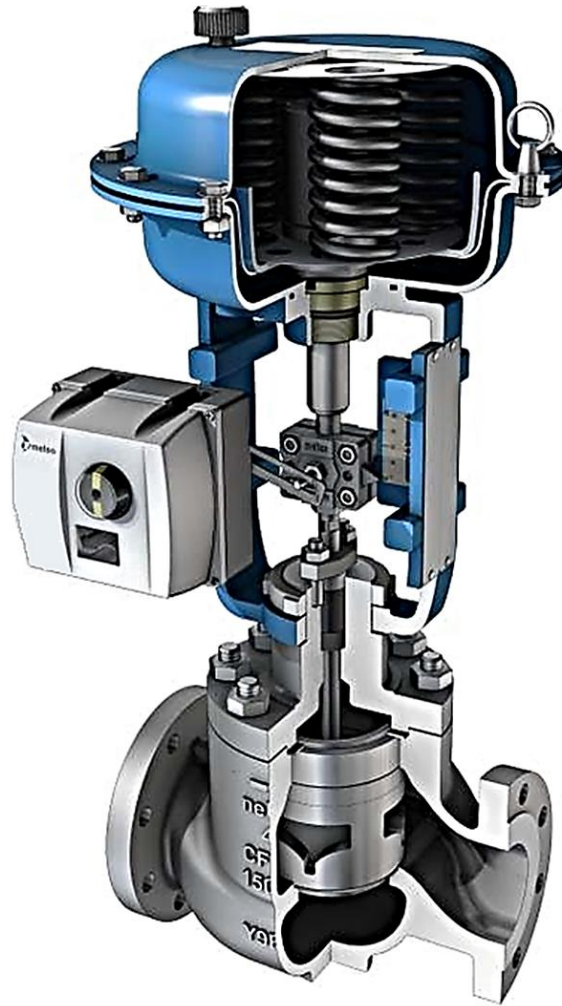
Kuva 1. Yleiskuva säätöventtiilin rakenteesta (ESI Technologies Group 2018).

2.1.1 Linearisesti liikkuvat säätöventtiilit

Linearisesti liikkuvissa säätöventtiileissä venttiilin sulkuelimen liike on suoraviivaista. Sulkuelintä liikuttamalla venttiilin virtausaukon suuruus saadaan muuttumaan, jolloin virtaus venttiilin läpi myös muuttuu. (Crane Engineering Department 2010, 3–1.) Yleisimpänä lineaarisesti liikkuvana säätöventtiilinä käytetään istukkaventtiiliä (Pulli 2009, 117).

Istukkaventtiili

Istukkaventtiilissä, jota kutsutaan myös nimellä lautasventtiili, virtauksen reitti on tyypillisesti S-kirjainta muistuttava, jossa sulkuelimeen kohdistuva virtaus on samansuuntainen sen liikeradan kanssa. Useimmissa tapauksissa virtaus tulee sulkuelimen alapuolelle, ja sulkuelin on yleensä lautasen tai tulpan muotoinen. Hyväksi säätöventtiiliratkaisuksi istukkaventtiiliin tekee sen pesän ja sulkuelimen rakenne: suljettaessa venttiiliä sen sulkuelin tiivistyy sulkupintaa vasten ja venttiilin avauksessa virtaus pääsee poistumaan sulkuelimen ympäriltä joka suuntaan eli 360 astetta. Istukkaventtiilin rakenne esitetään kuvassa 2. (Konwell 2018.)



Kuva 2. Istukkaventtiilin rakenne (Metso Corporation 2018).

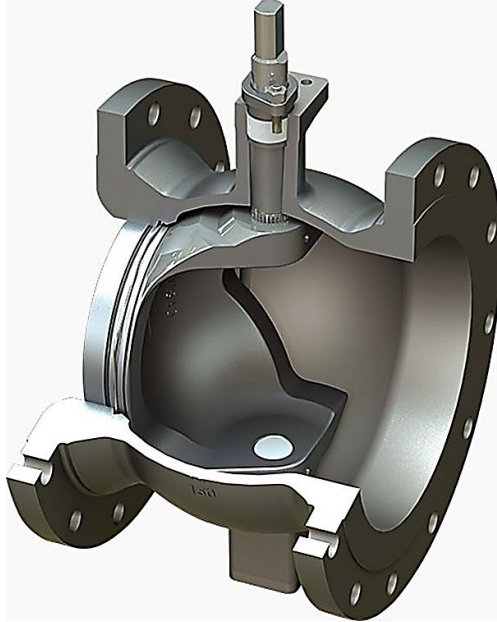
2.1.2 Pyörivät säätöventtiilit

Pyörivien kiertöventtiileiden kara välittää toimilaitteen energian kiertyvänä liikkeenä sulkuelimelle, joka kiertyy pesässä aiheuttaen muutoksen virtaukseen. Sulkuelimen muodon mukaan pyörivät säätöventtiilit jaotellaan läppä- ja palloventtiileihin. (Crane Engineering Department 2010, 3–1.)

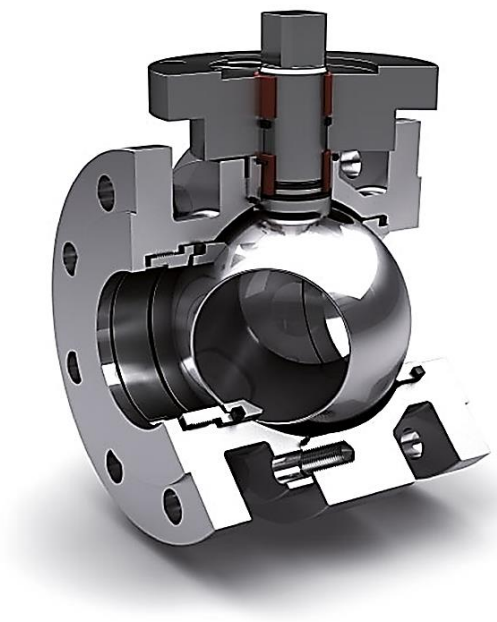
Palloventtiili

Palloventtiilin sulkuelimenä toimii pallo tai puolipallo, jonka keskellä on reikä. Virtaavan nesteen reitti kulkee reiän läpi. Palloventtiilin reikä voi olla joko segmentoitu tai täysaukkoinen (Nesbitt 2007, 163).

Segmentoidussa palloventtiilissä sulkuelimessä oleva reikä ei ole täysin pyöreä, vaan esimerkiksi koverretun puolipallon tai V-kirjaimen muotoinen (kuva 3). Täysaukkoisen palloventtiilin virtausaukko on täysin pyöreä (kuva 4).



Kuva 3. V-aukkoisen segmenttipalloventtiilin rakenne (Bray International 2018).



Kuva 4. Täysaukkoisen palloventtiilin rakenne (Cera System 2018).

Läppäventtiili

Läppäventtiilin sulkuelimenä toimii nimensä mukaisesti läppä, jonka ympäri virtaus tapahtuu. Läpän laakerointi on voitu suorittaa keskeisesti (kuva 5) tai epäkeskeisesti, ja epäkeskisyys voi olla joko yksinkertaista, kaksinkertaista tai kolminkertaista. (Pulli 2009, 118; Crane Engineering Department 2010, A–29.)



Kuva 5. Läppäventtiilin rakenne (Säätö Oy 2018).

2.2 Säätöventtiilien ominaisuudet

Erilaisilla säätöventtiileillä on kullakin erilaiset ominaisuudet ja oikeanlaisten venttiilien valinta sekä mitoitus on otettava huomioon jo putkilinjojen suunnitteluvaiheessa. Venttiilin valintaa ohjaavat erilaiset käyttökohteet sekä rajoitukset, kuten fyysiset, kemialliset, taloudelliset ja tekniset rajoitteet, minkä lisäksi venttiilin tulisi toimia virtausteknisesti optimaalisesti ilman turhaa melua ja kavitointia. Hyvän venttiilin tulisi siis olla helposti huollettava ja säädettävä, sen kapasiteetin ja fyysisen lujuuden tulisi olla riittävä, hyvä venttiili ei saisi vuotaa ja sen tulisi myös kestää käytössä mahdollisimman pitkään. (Pulli 2009, 112.) Eri venttiilivalmistajat ovat kehittäneet venttiilimitoitushjelmia, joiden avulla on mahdollista valita säädettävyyden ja säätötarkkuuden kannalta optimaalisesti toimiva säätöventtiili kulloiseenkin sovellukseen (Neles-Jamesbury 1990, 51).

Istukkaventtiili

Istukkaventtiin hyviin ominaisuuksiin kuuluu tarkan ja tehokkaan säädettävyyden lisäksi hyvä lämpötilan ja paineen kesto, sillä venttiin sisärakenteisiin ei kuulu pehmeitä tiivisteitä. Istukkaventtiin huono piirre on rakenteellisista syistä johtuva suuri painehäviö, kun kaksi 90 ° mutkaa luovat verrattain ison virtausvastuksen. Pienemmän painehäviön muodostaa Y-mallinen istukkaventtiili, jonka tiivistyssuunta on putkistoon nähden 45 ° kulmassa. (Konwell 2018.) Istukkaventtiili on lisäksi verrattain kallis ratkaisu suurilla nimellissuuruuksilla (Pulli 2009, 117).

Palloventtiili

Sekä segmentoidut että täysaukkoiset palloventtiilit ovat hyviä säätöventtiileitä, joilla on suuri kapasiteetti ja yleensä vähäinen huollon tarve. Ne ovat tiiviitä, käyttövarmoja ja pienillä nimellissuuruuksilla edullisia. Palloventtiilit sopivat hyvin käytettäväksi myös putkistoissa, joissa on korkea lämpötila ja paine, tai virtaava aine on tukkeutumisherkkää ja paljon kiintoainetta sisältävää. Haittapuolia palloventtiileillä on niiden suurehko koko, jolloin materiaalia kuluu verrattain paljon valmistukseen. Myös sulkuelimenä toimivan palloventtiilin valmistus on erittäin tarkkaa, mikä kasvattaa venttiin valmistuskuluja. (Pulli 2009, 117–121.)

Täysaukkoisen palloventtiin rakenne tekee siitä virtausteknisesti hyvin edullisen, sillä venttiin ollessa kokonaan auki tällöin myös virtausreitti on täysin avoin ja painehäviö pysyy täten hyvin pienenä, koska virtauksen nopeus ei muutu. Avonainen virtausaukko mahdollistaa myös putkistojen mekaanisen elementtipuhdistamisen, eli puhdistamisen niin kutsutun possutusmenetelmän avulla. (Pulli 2009, 121.) Täysaukkoista palloventtiiliä käytettäessä prosessin ohjaukseen liittyy ylimääräinen viive, sillä täysin avonaista venttiiliä on ensin kierrettävä 15–20 astetta ennen kuin virtauksessa tapahtuu mitään huomattavia muutoksia (Emerson Automation Solutions 2017, 57).

Selvimmän eron täysaukkoisen ja segmentoidun palloventtiin välille tekee niiden virtausominaisuudet eli ominaiskäyrät. Täysaukkoisen palloventtiin ominaiskäyrä on lineaarinen ja segmenttipalloventtiin ominaiskäyrä on tasaprosenttinen (kuva 7).

Läppäventtiili

Läppäventtiili on ulkoisilta mitoiltaan pieni ja kevyt, joten se on asennettavissa verrattain pieneenkin tilaan ja venttiilin valmistus on edullista. Venttiilillä on suuri kapasiteetti ja sen huoltotarve on normaalisti vain vähäinen. Läppäventtiilillä on pieni painehäviö, kun sen sulkuelin on säädetty täysin aukinaiseen asentoon. (Emerson Automation Solutions 2017, 54.) Kuristuskäytössä pienillä virtaamilla se on kuitenkin kavitoitiherkkä (Pulli 2009, 117–121).

2.2.1 Säästöventtiilien ominaiskäyrät

Oikeanlaisen, jokaiseen yksittäiseen prosessisovellukseen sopivan säästöventtiilin valintaa helpottaa venttiilin toiminnasta kertova ominaiskäyrä, jonka avulla on mahdollista ennakoida asennetun venttiilin todellista virtausominaisuutta ja täten saada paras mahdollinen säädettävyyden ja tarkkuuden jokaiselle sovellukselle. (Kirmanen ym. 2011, 20.) Ominaiskäyrän määrittää venttiilivalmistaja jokaiselle venttiilille veden avulla siten, että viitepaine-ero pysyy vakiona, jolloin venttiilin yli kulkeva tilavuusvirtaus noudattaa kaavaa 1 (Pulli 2009, 113).

$$Q = K_V \sqrt{\Delta p} \quad (1)$$

Q = tilavuusvirta [m^3/h]

K_V = venttiilin kapasiteettikerroin [-]

Δp = paine-ero [bar]

Ominaiskäyrän määrittäminen suoritetaan mittaamalla tunnin ajan venttiilin läpi kulkevan 5–40 °C veden virtausmäärä venttiilin sulkuelimen eri asennoissa ja laskemalla mittausten perusteella venttiilin kapasiteettikerroin K_V kaavalla 2 jokaisessa venttiilin asennossa, missä virtaus on mitattu. Määrittäminen suoritetaan 1 baarin eli 100 000 pascalin vakioviitepaine-erolla. Käytettävät yksiköt ovat siis SI-järjestelmästä johdettuja. (Smith & Zappe 2004, 34–35.)

$$K_V = Q \left(\frac{\Delta p_0}{\Delta p} * \frac{\rho}{\rho_0} \right)^{1/2} \quad (2)$$

K_V = venttiilin kapasiteettikerroin [-]

Q = tilavuusvirta [m^3/h]

$\Delta p_0 =$ viitepaine-ero = 1 [bar]

$\Delta p =$ virtaavan nesteen paine-ero [bar]

$\rho_0 =$ viitenesteen eli veden tiheys (1,01325 bar, 15,56 °C) = 999 [kg/m³]

$\rho =$ virtaavan nesteen tiheys (1,01325 bar, 15,56 °C) [kg/m³]

Koska ominaispaino G määritetään mitattavan nesteen tiheytenä määritellyssä lämpötilassa suhteessa veden tiheyteen tietyissä olosuhteissa (1,01325 bar, 15,56 °C), niin ρ/ρ_0 on tällöin sama kuin ominaispaino (kaava 3) (Smith & Zappe 2004, 33–35; Crane Engineering Department 2010, vi). Kun myös Δp_0 on vakio (1 bar), kaava voidaan esittää edelleen kaavan 4 esittämässä muodossa (Smith & Zappe 2004, 35).

$$K_V = Q \left(\frac{1}{\Delta p} * G \right)^{1/2} \quad (3)$$

$$K_V = Q \left(\frac{G}{\Delta p} \right)^{1/2} \quad (4)$$

$K_V =$ venttiilin kapasiteettikerroin [-]

$Q =$ tilavuusvirta [m³/h]

$G =$ nesteen ominaispaino [-]

$\Delta p =$ painehäviö [bar]

Veden ominaispaino on 1 (kaava 5), jolloin kaava 4 on mahdollista supistaa yhä yleisemmin esitettyyn muotoon kaavan 6 osoittamalla tavalla.

$$G = \frac{\rho}{\rho_0} = \frac{999 \text{ kg/m}^3}{999 \text{ kg/m}^3} = 1 \quad (5)$$

$$K_V = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}} \quad (6)$$

$G =$ nesteen ominaispaino [-]

$K_V =$ venttiilin kapasiteettikerroin [-]

$Q =$ tilavuusvirta [m³/h]

$\Delta p =$ painehäviö [bar]

Venttiilin kapasiteettikerroin voidaan esittää myös muodossa C_V , jolloin venttiilin tilavuusvirtausmittaus suoritetaan minuutin aikana ja mittauksen tulos ilmoitetaan yhdysvaltalaisen mittayksiköiden mukaan [gal(U.S.)/min]. Käytetty vakiopaine-ero on 1 lb/in². Eri yksiköillä määritellyt kapasiteettikertoimet voidaan muuntaa kaavan 7 mukaan. (Smith &

Zappe 2004, 33–37.) C_V -arvoa käytetään eri julkaisuissa kuitenkin usein myös metrisillä arvoilla laskettaessa.

$$\frac{K_V}{C_V} = 865 * 10^{-3} \quad (7)$$

Yleisimmät ominaiskäyrät

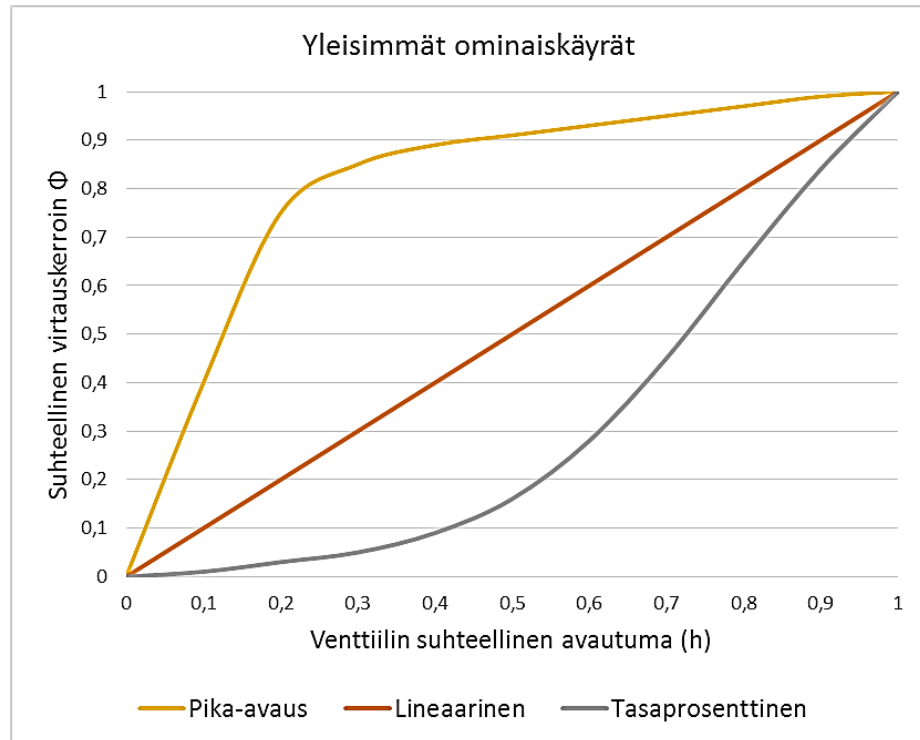
Kolme yleisintä ominaiskäyrää ovat pika-avauksen ominaiskäyrä, lineaarinen ominaiskäyrä sekä tasaprosenttinen ominaiskäyrä (kuva 6). Muita valmistajien eri venttiilisovitusten ominaiskäyriä ovat muunneltu lineaarinen, muunneltu tasaprosenttinen, paraabolinen sekä neliöjuurinen ominaiskäyrä. (Crane Engineering Department 2010, 3–2.)

Kun paine-ero on vakio, niin venttiin läpi kulkeva tilavuusvirta on verrannollinen venttiin kapasiteettikerroimen kanssa. Koska venttiin kapasiteettikerroin K_V on riippuvainen venttiin tehollisesta virtauspoikkipinta-alasta, venttiin ominaiskäyrä esittää kuinka virtauspoikkipinta-ala eli suhteellinen virtauskerroin Φ muuttuu suhteellisen avautuman h funktiona. Suhteellinen kapasiteettikerroin määritetään kaavan 8 mukaan. (Kirmanen ym. 2011, 20–21.)

$$\Phi(h) = \frac{K_V(h)}{K_V(1.0)} \quad (8)$$

$K_V(h)$ = venttiin kapasiteettikerroin suhteellisessa avautumassa

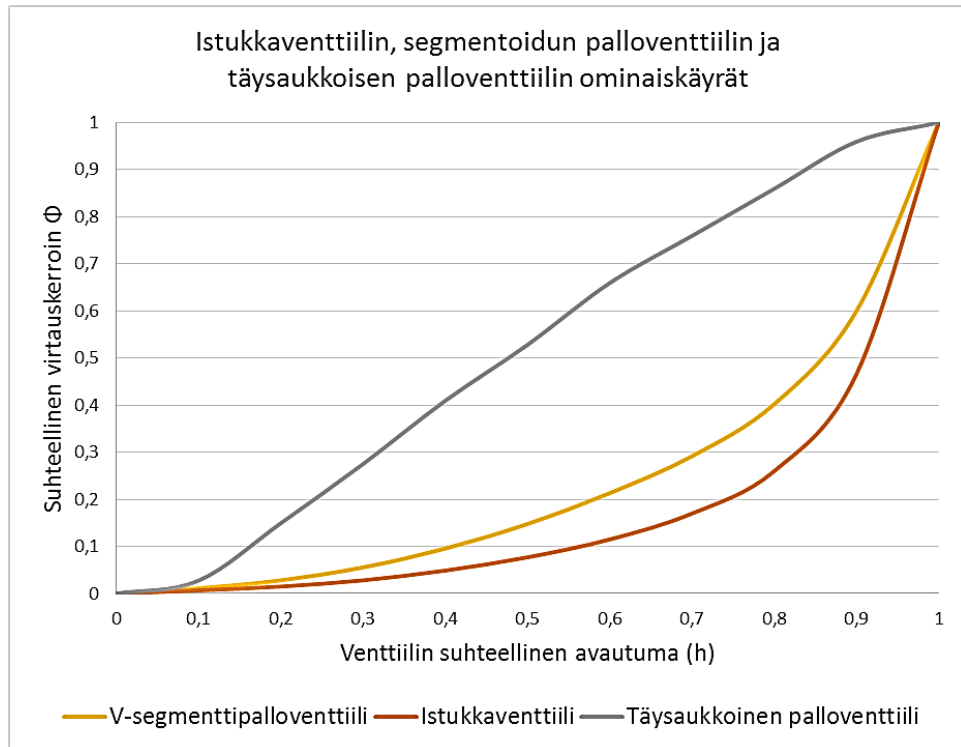
$K_V(1.0)$ = venttiin kapasiteettikerroin venttiin ollessa täysin auki



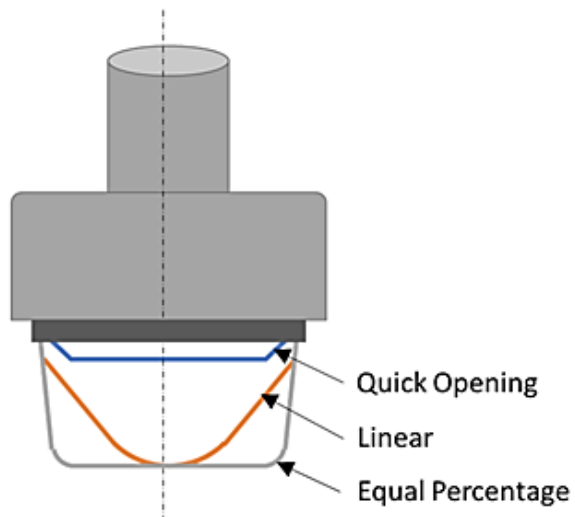
Kuva 6. Yleisimmät ominaiskäyrät (Kirmanen ym. 2011, 21).

Pika-avauksen ominaiskäyrästä todetaan, että venttiilissä saavutetaan suuri, lähestulkoon maksimaalinen virtaama jo varsin pienellä avauksella. Lineaarinen ominaiskäyrä osoittaa, että venttiilin avautuman suuruus on suoraan verrannollinen virtauksen määrän kanssa. Tasaprosenttisen ominaiskäyrän mukaisella venttiilillä yhtä suuret avaukset aiheuttavat vakiosuuruisen prosentuaalisen virtauksen kasvun. (Kirmanen ym. 2011, 22.)

Kuvassa 7 on esitetty kolmen erilaisen venttiilin ominaiskäyrät, joista jokainen on piirretty Neles-Jamesburyn julkaisun Control Valve Sizing Coefficient (1992, 7–42) arvojen mukaan. Kuva osoittaa, että segmentoidun palloventtiilin ominaiskäyrä on tasaprosenttinen ja täysaukkoisen palloventtiilin ominaiskäyrä on lineaarinen. Kuvan mukaan istukkaventtiilin ominaiskäyrä on tasaprosenttinen, mutta se on vain yksi variaatio istukkaventtiilin ominaiskäyrästä, sillä siihen voi kuitenkin vaikuttaa sulkuelimen muodolla (kuva 8) (Pra-veen 2017).



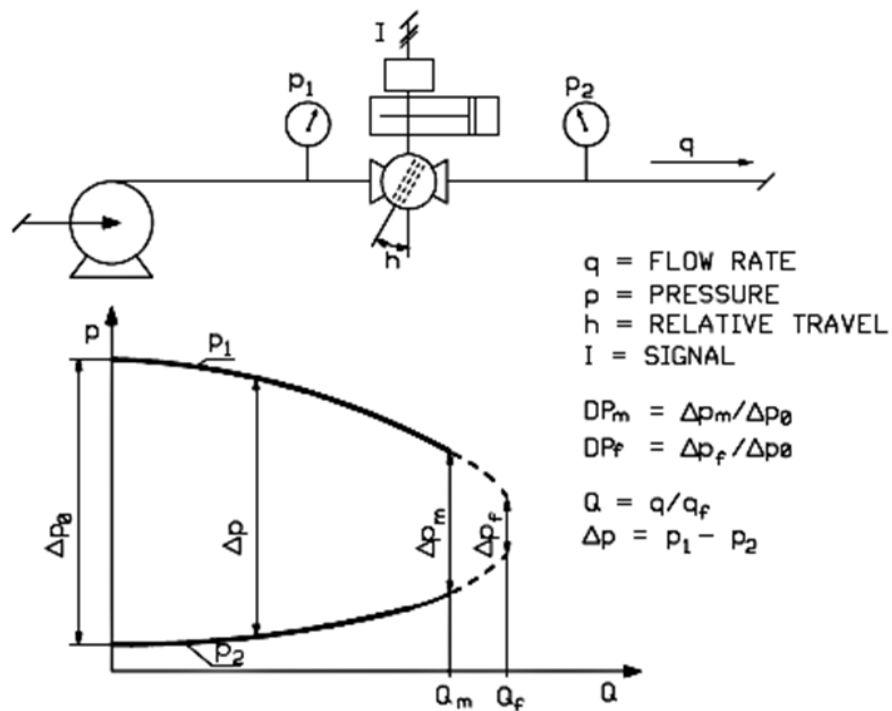
Kuva 7. Istukkaventtiilin, segmentoidun palloventtiilin ja täysaukkaisen palloventtiilin ominaiskäyrät.



Kuva 8. Sulkuelimen muodon vaikutus ominaiskäyrään (Praveen 2017).

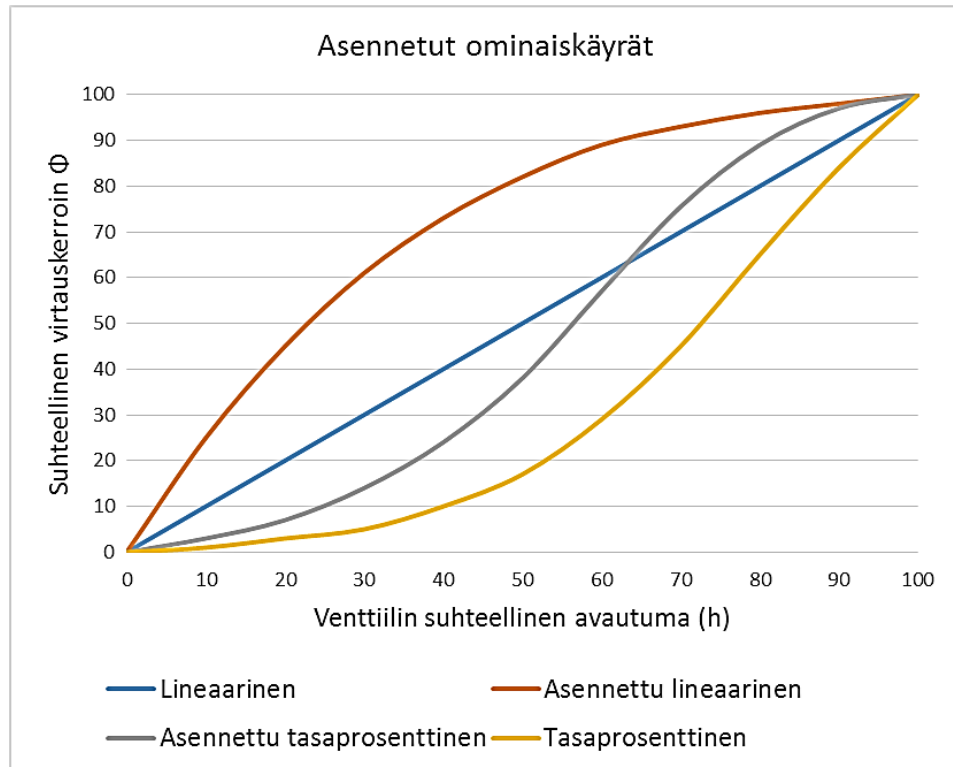
Asennetun venttiilin ominaiskäyrä

Todellinen asennetun venttiilin ominaiskäyrä poikkeaa kuitenkin valmistajan antamasta ominaiskäyrästä, sillä asennetussa venttiilissä paine-ero ei pysy vakiona johtuen putkis-
toissa tapahtuvista virtauksen muutoksista aiheutuvista dynaamisista painehäviöistä.
Asennetun venttiilin ominaiskäyrään vaikuttaa asentamattoman venttiilin ominaiskäyrä
sekä putkiston painehäviöt (kuva 9). (Pulli 2009, 113.)



Kuva 9. Asennetun venttiilin käytettävissä oleva paine-ero (Kirmanen ym. 2011, 23).

Yleisesti ottaen asennetun venttiilin ominaiskäyrä sijoittuu ylemmäs ja enemmän vasem-
malle kuin asentamattoman venttiilin ominaiskäyrä, kuten kuva 10 osoittaa. Kuva on piir-
retty julkaisun Crane Engineering Department 2010, 3–2 arvojen mukaan. Esimerkiksi
tasaprosenttisen ominaiskäyrän suunnittelussa on pyritty tuottamaan mahdollisimman
linearisesti toimiva asennettu venttiili (Kirmanen ym. 2011, 22).



Kuva 10. Asennetun ominaiskäyrän siirtymä.

2.2.2 Paine

Nesteen virratessa putkistossa syntyy aina painehäviötä, joka esiintyy lämpönä, värinä tai äänenä (Crane Engineering Department 2010, 3–1). Putkien tai putkistokomponenttien, kuten säätöventtiileiden painehäviön määrään vaikuttaa putken sisäpinnan karheus, virtausnopeus sekä kappaleen rakenteelliset ominaisuudet (Kirmanen ym. 2011, 16). Säätöventtiin aiheuttaman painehäviön määrään voi vaikuttaa muuttamalla venttiilin sisällä olevan virtausaukon pinta-alaa säätämällä venttiilin sulkuelimen asentoa suhteessa sulkupintaa vastaan (Crane Engineering Department 2010, 3–1).

Painehäviö putkistossa

Bernoullin yhtälö osoittaa tasapainon dynaamisen paineen, hydrostaattisen paineen ja staattisen paineen välillä. Koska Bernoullin lain mukaan virtauksen nopeuden aiheuttaman staattisen ja dynaamisen paineen summan on oltava vakio, kun korkeuseroa ei ole, virtauksen nopeuden noustessa virtauksen staattisen paineen on laskettava, ja sama

toisin päin. (Kirmanen ym. 2011, 13.) Kitkattomassa Bernoullin yhtälössä (kaava 9) ei oteta virtauksessa syntyvää kitkaa huomioon ja yhtälöä voi käyttää ainoastaan kokoonpuristumattomille nesteille, joiden tiheys pysyy samana (Lantto 2017, 30).

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 \quad (9)$$

1 = tulopuoli

2 = lähtöpuoli

ρ = staattinen paine [Pa]

ρ = tiheys [kg/m³]

g = putoamiskiihtyvyys [m/s²]

h = suhteellinen korkeus [m]

v = virtausnopeus [m/s]

Virtaavan nesteen synnyttämä kitka ja sen aiheuttama painehäviö huomioidaan Bernoullin yhtälössä kaavan 10 mukaan, kun painehäviö on lisättyä kaavan loppuun (Kirmanen ym. 2011, 13).

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \Delta p \quad (10)$$

1 = tulopuoli

2 = lähtöpuoli

ρ = staattinen paine [Pa]

ρ = tiheys [kg/m³]

g = putoamiskiihtyvyys [m/s²]

h = suhteellinen korkeus [m]

v = virtausnopeus [m/s]

Δp = painehäviö [Pa]

Kaavasta 10 johtamalla Bernoullin yhtälö voidaan kirjoittaa myös kaavan 11 osoittamaan muotoon, joka pätee missä tahansa pisteessä virtausputkessa (Bohl 1984, 55).

$$p + \rho gh + \frac{1}{2}\rho v^2 + \Delta p = \text{vakio} \quad (11)$$

ρ = staattinen paine [Pa]

ρ = tiheys [kg/m³]

g = putoamiskiihtyvyys [m/s²]

h = suhteellinen korkeus [m]

v = virtausnopeus [m/s]

Δp = painehäviö [Pa]

Säätöventtiileissä ja suorissa putkiosuuksissa korkeusero on niin pieni, että hydrostaattista painetta (ρgh) ei tarvitse ottaa huomioon, joten jatkuvuusyhtälön mukaan virtauksen poikkipinta-alan erot muuttavat virtauksen paineeksi ja kaava 11 supistuu yhä kaavan 12 osoittamaan muotoon.

$$p + \frac{1}{2}\rho v^2 + \Delta p = \text{vakio} \quad (12)$$

p = staattinen paine [Pa]

ρ = tiheys [kg/m³]

v = virtausnopeus [m/s]

Δp = painehäviö [Pa]

Tarkastellaan aluksi pelkästään suoraa putkistoa ilman venttiileitä. Suoran putken painehäviön muodostaa virtausta vastustava kitka ja täten painehäviö ilman putkistokomponentteja lasketaan kaavan 13 avulla. Kaavasta käy ilmi, että muodostuva kertavastuksen painehäviö on verrannollinen virtauksen nopeuden neliöön, ja putken halkaisijan ollessa vakio painehäviö on verrannollinen myös virtausmäärän neliöön. (Bohl 1984, 98.)

$$\Delta p_{suora} = \frac{1}{2}\lambda\rho\frac{l}{d}v^2 \quad (13)$$

Δp_{suora} = suoran putken painehäviö [Pa]

λ = putken kitkakerroin [-]

ρ = tiheys [kg/m³]

l = putken pituus [m]

d = putken sisähalkaisija [m]

v = virtausnopeus [m/s]

Putken kitkakerroin määritetään Reynoldsin luvun (kaava 14) sekä Moodyn diagrammin (liite 3) avulla (Pitkäoja 2014, 17).

$$Re = \frac{dv\rho}{\mu} \quad (14)$$

d = putken sisähalkaisija [m]

v = virtausnopeus [m/s]

ρ = tiheys [kg/m³]

μ = viskositeetti [Pas]

Tarkastellaan seuraavaksi tilannetta, jossa virtaus kulkee pelkän säätöventtiilin tai muun putkistokomponentin läpi. Putkistokomponenttien painehäviö eli paikallisvastus laskeaan kaavalla 15 (Bohl 1984, 105).

$$\Delta p_{\text{komponentti}} = \frac{1}{2} \xi \rho v^2 \quad (15)$$

$\Delta p_{\text{komponentti}}$ = putkistokomponentin painehäviö [Pa]

ξ = paikallisvastuskerroin, on riippuvainen osan sisähalkaisijasta ja pituudesta [-]

ρ = tiheys [kg/m³]

v = virtausnopeus [m/s]

Lopuksi tarkastellaan kokonaista putkistoa, joka koostuu suorista putkiosuuksista sekä putkistokomponenteista eli paikallisvastuksista. Putkiston kokonaispainehäviön lasku on suorien putkiosuuksien sekä paikallisvastusten aiheuttamien osapainehäviöiden summa. Suoran putken painehäviön (kaava 13) ja putkistokomponentin painehäviön kaavoista (kaava 15) saadaan yhdistämällä kaava 16, jolla voidaan laskea kokonaispainehäviö putkistolle, joka käsittää sekä suorat putkiosuudet että putkistokomponentit (Esa Tamminen kirjallinen tiedonanto 19.9.2018).

$$\Delta p_{\text{putkisto}} = \frac{1}{2} \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \rho v^2 \quad (16)$$

$\Delta p_{\text{putkisto}}$ = kokonaispainehäviö [Pa]

λ = putken kitkakerroin [-]

l = putken pituus [m]

d = putken sisähalkaisija [m]

Σ = summa [-]

ξ = paikallisvastuksen kerroin [-]

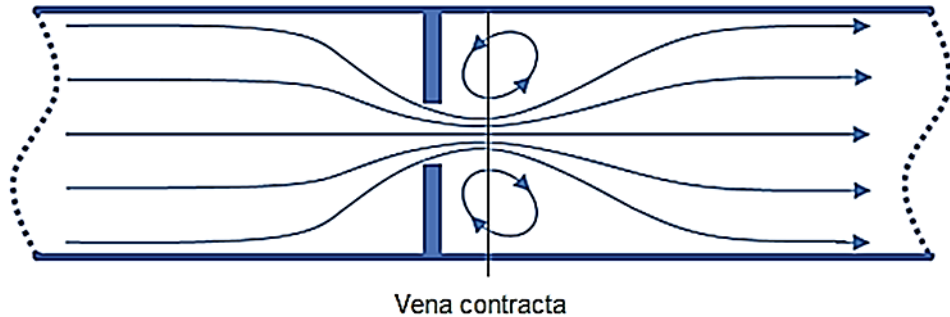
ρ = tiheys [kg/m³]

v = virtausnopeus [m/s]

Paineprofiili venttiilissä

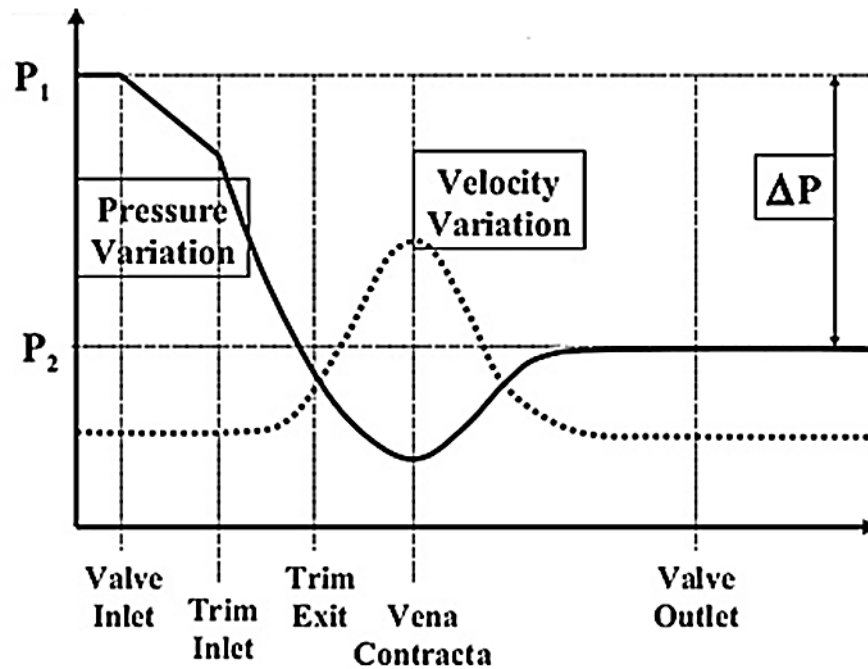
Venttiilin aiheuttamat dynaamiset painehäviöt virtaukseen on selitettävissä venttiilin rakenteen kautta. Venttiilin aiheuttaman virtauksen muutoksen voi esittää paineprofiilin

avulla (kuva 12). Bernoullin yhtälön mukaan virtauksen nopeus muuttuu putkiston eri kohdissa, esimerkiksi venttiilin kapeampaan kohtaan tultaessa virtausnopeus kasvaa, jolloin myös painehäviö kasvaa nopeasti. Venttiilissä virtauksen poikkipinta-ala on pienimmillään hieman venttiilin virtausaukon jälkeen niin kutsutussa vena contractassa. (kuva 11) (Kirmanen ym. 2011, 17–48).



Kuva 11. Virtauksen käyttäytyminen putkistossa (Native Dynamics 2015).

Paineprofiilista on havaittavissa myös vena contractan jälkeinen paineen palautuminen, jota käsitellään lisää kappaleessa 2.3. Venttiilin lähtöpaine ei nouse kuitenkaan samalle tasolle tulopaineen kanssa, sillä venttiili aiheuttaa virtaukseen pysyvää painehäviötä.

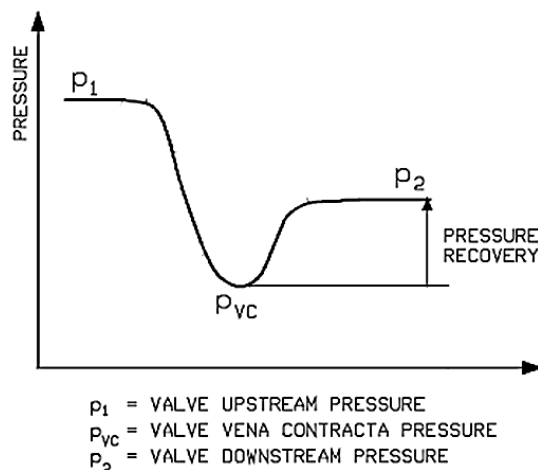


Kuva 12. Venttiilin paineprofiili (Manohar 2013, 26).

2.3 Säätoventtiilien mitoitus

Tässä luvussa käsitellään säätoventtiilien mitoitusta nestevirtaukselle sekä höyrystyvälle virtaukselle. Säätoventtiileiden mitoitus nestevirtauksille, eli kokoonpuristumattomille virtauksille on määritelty standardeissa ISA S75 ja IEC 60534 (Kirmanen ym. 2011, 40).

Kuten aiemmin on todettu, venttiilin rakenne pakottaa kapeaan vena contractaan tulevan virtauksen nopeuden kasvamaan ja täten paineen alenemaan. Vena contractan jälkeen putkiston ja virtauksen poikkipinta-alan kasvaessa virtauksen nopeus laskee ja paine nousee (kuva 13). Tätä paineen palautumista vena contractan jälkeen kuvataan paineen palautumiskertoimella F_L (kaava 17). Mitä lähempänä paineen palautumiskerroin on lukua 1,0, sitä pienempi on paineen palautuminen. Kullakin venttiilityypillä on erilainen vaikutus paineen palautumiseen. (Kirmanen ym. 2011, 40–41.) Paineen palautumiskerroin on arvo, jonka venttiilivalmistajat yleensä ilmoittavat venttiilikatalogeissaan.



Kuva 13. Paineen palautuminen (Kirmanen ym. 2011, 41).

$$F_L = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vc}}} \quad (17)$$

F_L = paineen palautumiskerroin [-]

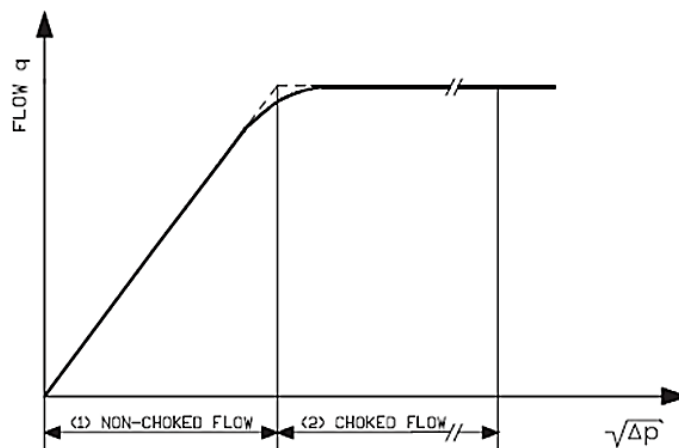
p_1 = tulopaine [kPa]

p_2 = lähtöpaine [kPa]

p_{vc} = paine vena contractassa [kPa]

Kaavan 17 avulla voidaan laskea myös paine vena contractassa eli alin toteutunut paine, kun palautumiskerroin tiedetään. Tämä on kuitenkin mahdollista vain, mikäli virtaava neste ei höyrysty venttiilissä.

Mikäli venttiin tulopaine on vakio, tietyllä avaumalla syntyvän painehäviön ja siitä seuraavan virtauksen suhde voidaan esittää kuvan 14 mukaan. Tiettyyn pisteeseen asti sää-
töventtiilissä kulkeva virtaus suhteessa painehäviön neliöjuureen muodostaa lineaarisen yhtälön, jonka kaltevuus kertoo venttiin kapasiteettikertoimen K_V . Kun virtaus alkaa poiketa lineaarisesta linjasta, syntyy kavitaatiota, ja lopulta painehäviön suureneminen ei kasvata enää virtausnopeutta, jolloin virtaus tukehtuu. (Kirmanen ym. 2011, 41–42).



Kuva 14. Painehäviön ja virtauksen suhde (Kirmanen ym. 2011, 41).

3 KAVITAATIO

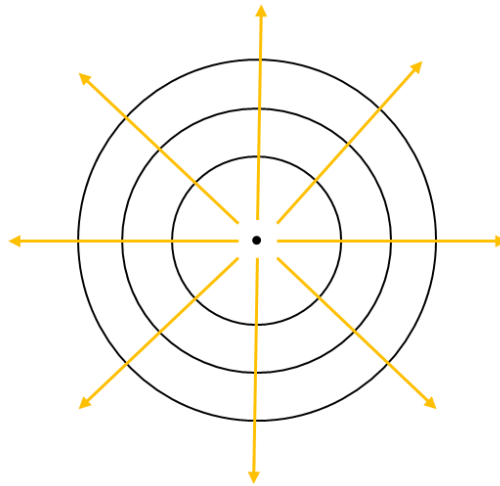
Kavitaatio on ilmiö, jota esiintyy, jos virtaavan aineen paine laskee venttiilissä alle kyseisen aineen höyrynpaineen. Kavitaatioilmiö on kaksivaiheinen tapahtuma, jossa ensimmäisessä vaiheessa virtaava neste höyrystyy kavitaatiokupliksi ja toisessa vaiheessa kuplat lauhtuvat takaisin nesteeksi.

3.1 Kavitaation synty

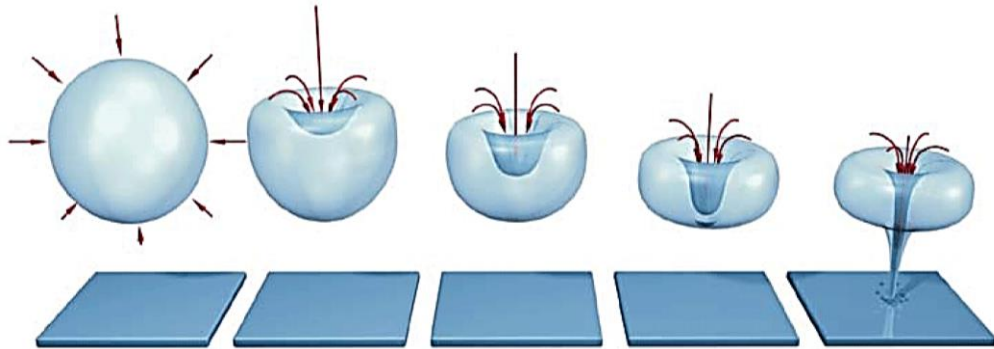
Kavitaation ensimmäinen vaihe alkaa, kun putkistokomponentin pienempi halkaisija pakottaa nesteen virtausnopeuden kasvamaan, jolloin vastaavasti virtauksen paine puolestaan laskee. Mikäli paine laskee tällöin alle kyseisen aineen höyrynpaineen, virtaava neste alkaa höyrystyä muodostaen kavitaatiokuplia. (Bell 1996, 76.) Kavitaatiokuplia sisältävää virtausta kutsutaan kaksifaasivirtaukseksi (Kirmanen ym. 2011, 47–48).

Kavitaation toinen vaihe syntyy, kun venttiiliin ja vena contractan jälkeen kaksifaasivirtaus jatkaa eteenpäin putkistossa, jonka nimellisuuruus kasvaa, minkä myötä virtauksen nopeus alkaa laskea ja täten virtauksen paine lähtee nousuun. Nouseva paine ylittää virtaavan aineen höyrynpaineen, jolloin nesteen höyrystyminen loppuu ja syntyneet kavitaatiokuplat lauhtuvat takaisin nesteeksi voimakkaasti romahtamalla. Kuplien romahdus saa aikaan tuhoisia paineaaltoja ja mikrosuihkuvirtauksia, jotka ovat haitaksi putkistolle sekä putkistokomponenteille. (Crane Engineering Department 2010, 3–3; Kirmanen ym. 2011, 48.)

Kavitaatiokuplien romahdus voi tapahtua kahdella eri tavalla. Nestemäisen aineen ympäröimänä kuplat romahtavat symmetrisesti, jolloin romahdus saa aikaan paineaallon (kuva 15). Kiinteän rakenteen lähellä tai vieressä olevat kuplat romahtavat epäsymmetrisesti, kun neste tunkeutuu kavitaatiokuplien läpi muodostaen pieniä suihkuvirtauksia (kuva 16). (Koivula 2002, 10–11.)



Kuva 15. Paineaalto.



Kuva 16. Suihkuvirtauksen muodostuminen (Focus-It 2018).

3.2 Kavitaation vaikutukset

Yksi vakavimmista kavitaation aiheuttamista ongelmista on putkiston ja putkistokomponenttien rakenteisiin kohdistuva mekaaninen kuluminen eli niin kutsuttu kavitaatioeroosio, joka on aina hyvin haitallista, sillä sen vaikutuksesta systeemiin syntyy häiriöitä. Ilmiö muodostuu pintojen lähellä romahtavien kavitaatiokuplien paineaaltojen ja mikrosuihkuvirtausten vaikutuksesta, mitkä puolestaan vaurioittavat hyvin helposti esimerkiksi venttiilin sulkuelintä. Kavitaatioeroosio kuluttaa putken sisäpintaa irrottaen siitä pieniä partikkeleita, ja pidemmän ajan saatossa putki kuluu puhki. Ironneet kiinteät partikkelit kontaminoivat virtaavan nesteen ja saattavat aiheuttaa myös tukkeutumista muualla putkistossa. (Koivula 2002, 3–10.) Kavitaatioeroosion aiheuttama kuluminen voidaan havaita

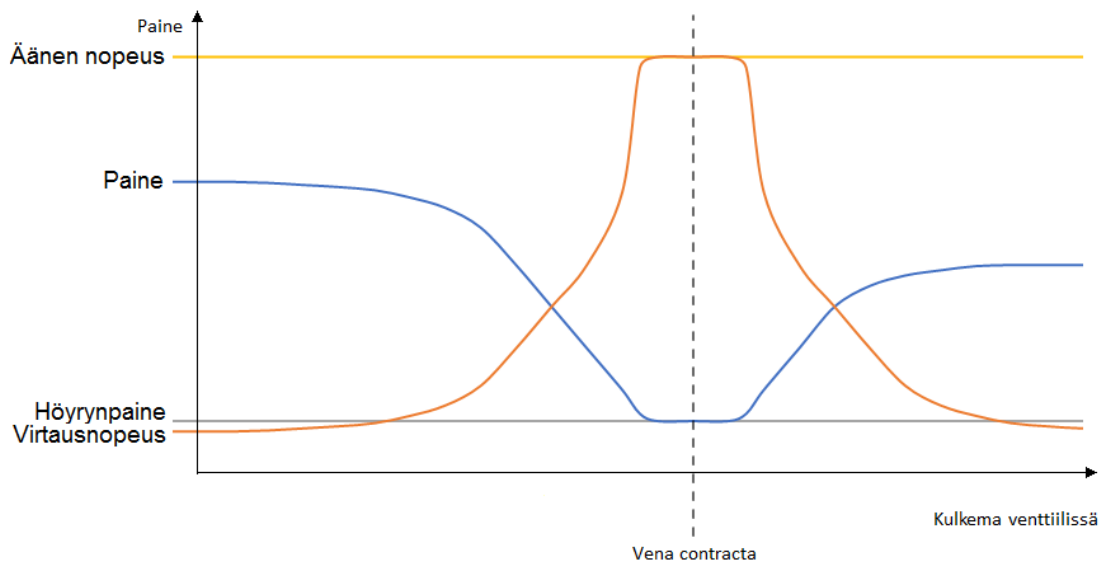
jopa ihmissilmällä, tai vaurioita voidaan analysoida tarkemmin eri mikroskooppien avulla (Aydar 2016, 21–23). Kavitaatioeroosion aiheuttama kuluminen on esitetty kuvassa 17.



Kuva 17. Kavitaatioeroosion aiheuttama kuluminen (Evans & Ritter 2015).

Liikkuvaksi kavitaatioksi kutsutaan sellaista kavitaation muotoa, jossa kavitaatiokuplat kulkevat virtauksen mukana venttiilin alavirtapuolella. Ilmiön myötä kavitaatiota ennaltaehkäisevät toimenpiteet kohdistetaan helposti väärin paikkoihin ja johtopäätökset kavitaation syistä ovat usein virheelliset, sillä kavitaation muodostama eroosio tapahtuu eri paikassa kuin kavitaation syntyminen. (Koivula 2002, 11.)

Koska syntyvät kavitaatiokuplat vievät enemmän tilaa kuin sama määrä nestettä, venttiilin läpi kulkeva nestevirtaus alkaa rajoittua. Kuplien muodostuessa virtausaukko käy virtaukselle yhä ahtaammaksi, mikä aiheuttaa yhä kasvavan virtausnopeuden. Virtausnopeuden jatkaessa nousua kavitaatiokuplien muodostuminen ei lopu, jolloin kierre jatkuu, kunnes nopeus on saavuttanut äänen nopeuden väliaineessa virtaavassa aineessa tai virtauksen poikkipinta-ala kasvaa. (Kirmanen ym. 2011, 41–43; Val-Matic Valve and Manufacturing Corp. 2018, 1). Tällaista virtausta kutsutaan tukehtuvaksi virtaukseksi (kuva 18).



Kuva 18. Tukehtuvan virtauksen paineprofiili.

Mikäli paine ei palaa vena contractan jälkeen vaan jää pienemmäksi kuin virtaavan nesteen höyrynpaine, virtaus pysyy tällöin alavirrassakin kaksifaasivirtauksena. Tätä höyrystymisen muotoa kutsutaan paisuntahöyrystymiseksi, joka aiheuttaa putkistossa myös helposti muun muassa ennenaikaista kulumista eli eroosiota. (Crane Engineering Department 2010, 3–3.)

Putken karhea sisäpinta aiheuttaa virtaukseen liikettä vastustavaa voimaa eli kitkaa, jonka vaikutuksesta virtauksen liike-energia muuttuu lämmöksi. Virtaavan nesteen lämpötilan nousu tarkoittaa myös nesteen höyrynpaineen nousua, mikä puolestaan tekee kavitaatioilmiön esiintymisen entistä todennäköisemmäksi. (Bell 1996, 77.) Kitkan muodostama lämpö aiheuttaa myös taloudellista tappiota. Systemin taloudellisuus kärsii myös kavitaation aiheuttamasta äänestä ja tärinästä putkistoissa sekä tuissa. (Koivula 2002, 9.) Putkistokomponenttien tärinä voi myös löystyttää, kuluttaa ja vaurioittaa rakenteita.

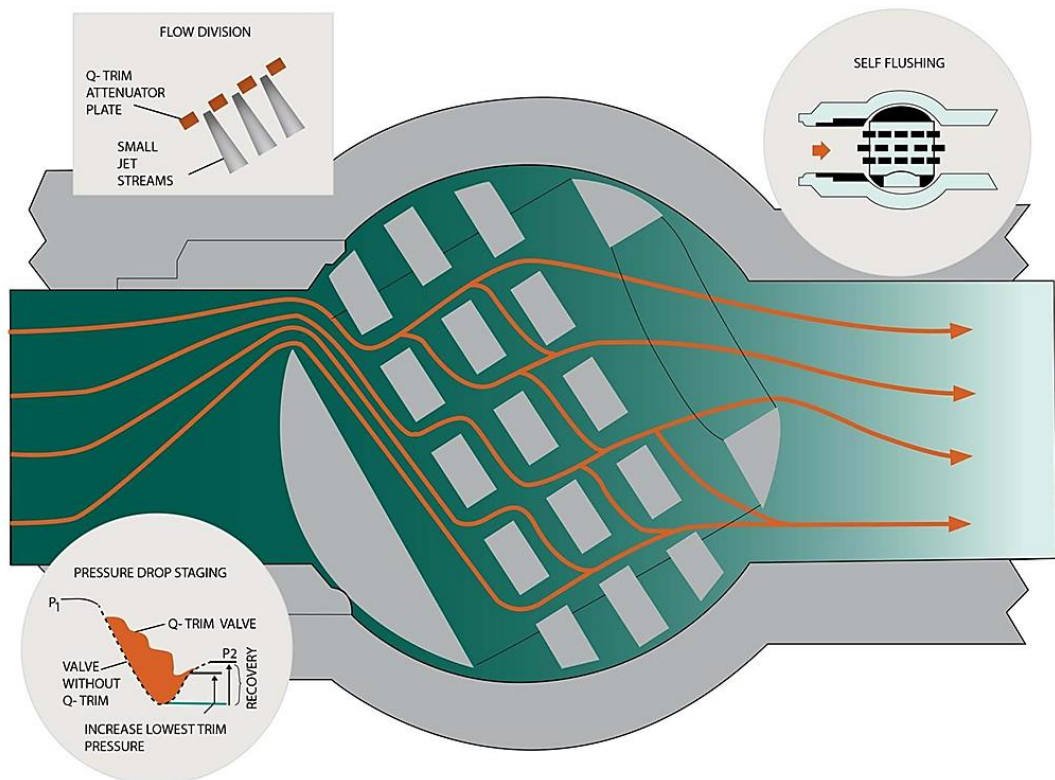
3.3 Kavitaation estäminen

Yksinkertaisesti venttiilikavitaation syntymistä pyritään vähentämään tai estämään kokonaan pitämällä putkiston paine riittävän korkealla, jotta paine ei laske edes vena contractassa alle nesteen höyrynpaineen, jolloin kavitaatiokuplat eivät pääse muodostumaan. Kuten kaava 18 osoittaa, paineen korkealla pitämisen lisäksi myös venttiilissä

syntyvän paine-eron vähentämisellä on mahdollista vaikuttaa alentavasti kavitaation syntymiseen (Pulli 2009, 28).

Venttiilien sijaintipaikoilla ja materiaalivalinnoilla on myös vaikutusta mahdolliseen kavitaatioherkkyyteen ja venttiilien käyttöikänsä. Laskemalla venttiilit mahdollisimman alas purkupisteisiin nähden saadaan kavitaation mahdollisuutta vähennettyä. Venttiilien sijoittaminen lähemmäs pumppuja on myös yksi keino vähentää kavitaatiota. Mahdollisimman kova materiaali kestää kavitaation aiheuttamia paineiskuja paremmin, mutta ei varsinaisesti poista kavitaatiota. (Pulli 2009, 28).

Kavitaatiota voidaan vähentää erilaisilla putkistokomponenteilla. Esimerkiksi venttiin laajennettu ulostuloliitäntä vaikuttaa kavitaation syntymiseen laskevasti. (Emerson Automation Solutions 2017, 57.) Reikälevyt tai vastaavat sovellukset joko ennen venttiiliä, venttiin sisällä tai venttiin jälkeen rajoittavat virtausta ja saavat virtauksen jakautumaan pienempiin osiin, jolloin painepudotus tapahtuu portaittaisesti eikä se laske alle höyrynpaineen (kuva 19) (Hocurscak 2017). Virtauksen voi jakaa pienempiin osiin myös sijoittamalla useampia venttiilejä sarjaan (Pulli 2009, 28).



Kuva 19. Kavitaatiota vähentävä segmenttipalloventtiili ja portaittainen paineen lasku (Metso Automation Inc. 2018).

Venttiilin virtauksen kuristaminen ja virtausnopeuden nostaminen edesauttavat kavitaatioilmiön esiintymistä, joten venttiilin sulkuelimen avonaisella asennolla sekä virtausnopeuden laskemisella on heikentävät vaikutukset kavitaation syntymiseen. Myös virtauksen lämpötilaa kontrolloimalla voidaan vaikuttaa aineen kavitaatioherkkyyteen. (Bell 1996, 77.) Venttiilikoon kasvattaminen puolestaan yleensä pahentaa kavitaation vaikutuksia (Fisher Valves & Instruments 2017).

Kokonaan suljetun säätöventtiilin vuotaessa neste tihkuu korkeamman paineen puolelta matalampaan paineeseen, jolloin kavitaation syntyminen on mahdollista. Suljettujen venttiileiden tiiveyden varmistaminen on siis yksi keino kavitaation estämiseen. (Fisher Valves & Instruments 2017.)

3.4 Kavitaatioindeksi

Venttiilin kavitointia on mahdollista ennustaa laskennallisen kavitaatioindeksin ja venttiilivalmistajien mitoitusohjeiden avulla (kaava 18) (Kirmanen ym. 2011, 50).

$$K_C = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_v} \quad (18)$$

missä

K_C = kavitaatioindeksi [-]

p_1 = venttiilin tulopaine [Pa]

p_2 = venttiilin lähtöpaine [Pa]

p_v = aineen alavirran höyrynpaine [Pa]

Laskennallinen kavitaatioindeksi kertoo venttiilin kavitaatioherkkyydestä ja sitä verrataan taulukon 1 arvoihin. Mitä pienempi luku on, sen varmemmin kavitaatiota esiintyy.

Taulukko 1. Laskennallinen kavitaatoriski kavitaatioindeksin avulla (Flotech 2018).

Kavitaatioindeksi	Kavitaation esiintyminen
$K_C \geq 2,0$	Kavitointia ei esiinny.
$1,7 < K_C < 2,0$	Karkaistu sulkuelin riittää kestäämään alkavan kavitaation vaikutukset.
$1,5 < K_C < 1,7$	Pientä kavitointia, yksivaiheinen paineenpudotus saattaa vielä toimia.
$1,0 < K_C < 1,5$	Suurta kavitointia, monivaiheinen paineenpudotus on tarpeen.
$K_C < 1,0$	Paisuntahöyrystyminen.

4 VENTTIILIEN JA VENTTIILIEN PUTKISTOJEN PAINeprofiilien LASKEMINEN SEKÄ TULOKSET

Paineprofiilien laskemiseen on käytetty toimeksiantajan omia painehäviöohjelmia sekä venttiilivalmistajien mitoitusohjelmia. Alla on yksinkertaistettu painehäviön esimerkkilasku. Loput laskuista on suoritettu pelkästään ohjelmia käyttäen.

Tarkasteltavat säätöventtiilit ovat 2 tuuman istukkaventtiileitä, joiden sijaintipaikka on tai on ollut BESSI-yksikön lauhdelinjassa. Venttiilin ylävirta kulkee lämmönvaihtimelta venttiilille 4 tuuman putkea pitkin, joka supistetaan 2 tuuman putkeksi juuri ennen venttiiliä. Laskettava putkisto on kuvattu liitteessä 1.

4.1 Paineprofiilin ja kavitaatioindeksin esimerkkilasku nestevirtauksella

Paineprofiilin laskeminen alkaa lämmönvaihtimelta, jonka vaippapuolelle tulee runkolinjasta tulistettua (300 °C, 1600 kPa) vesihöyryä. Lämmönvaihtimen rakennepiirustuksen sekä datalehden avulla lasketaan höyrystä nesteeksi lauhtuvan veden pinnankorkeus h (Esa Tamminen 15.11.2018 kirjallinen tiedonanto) ja tästä nestepatsaan muodostama hydrostaattinen paine ρgh . Hydrostaattinen paineen tuoma painelisä mahdollistaa lauhteen virtauksen putkistossa höyrystymättä, kunnes muodostuva painehäviö on kuluttanut painelisän loppuun ja virtauksen paine on jälleen staattisen paineen tasolla (1600 kPa).

Kun paine on nestepatsaan pinnassa 1600 kPa ja neste oletetaan kylläiseksi, niin yhdekorkeudella vallitseva paine on staattisen paineen ja hydrostaattisen paineen summa (taulukko 2).

Taulukko 2. Yhdekorkeuden paine.

paine nestepatsaan pinnassa	1600 kPa
pinnankorkeus h	0,264 m
veden tiheys	863,08 kg/m ³
putoamiskiihtyvyys g	9,81 m/s ²
ρgh	2,24 kPa
paine yhdekorkeudella	1602,24 kPa

Seuraavaksi selvitetään laskettavan putkiston osan putkistokomponenttien kappalemäärät sekä niiden paikallisvastukset (liite 2), ja listataan ne taulukkoon 3.

Taulukko 3. Paikallisvastukset.

paikallisvastus	kappalemäärä	paikallisvastuskerroin ξ
sisääntulo putkeen	1	0,5
mutka 90°	4	0,25

Lopuksi lasketaan ja selvitetään suorien putkiosuuksien pituus sekä muut puuttuvat tiedot (taulukko 4), joiden avulla lasketaan putkiston osan aiheuttama kokonaispainehäviö.

Taulukko 4. Putkiston painehäviön laskeminen.

4" putken sisähalkaisija	0,1023 m
suorien pituus	5,776 m
oletettu putken karheus	0,0002 m
massavirta	7153 kg/h
paine	1602,24 kPa
veden tiheys	863,00 kg/m ³
veden viskositeetti	0,000133 Pas
nopeus	0,28 m/s
Reynoldsin luku (liite 3)	186510,5
kitkakerroin λ	0,026
$\Delta p_{\text{putkisto}}$	0,10 kPa

$$v = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi d^2} = \frac{4 * \frac{7153 \frac{kg}{h}}{3600 \frac{s}{h}}}{863,00 \frac{kg}{m^3} * \pi * (0,1023 m)^2} = 0,28 \frac{m}{s}$$

(Yllä oleva kaava Liisa Lehtinen 28.10.2016 kirjallinen tiedonanto)

$$\Delta p_{putkisto} = \frac{1}{2} \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \rho v^2$$

$$\Delta p_{putkisto} = \frac{1}{2} \left(0,026 * \frac{5,776 \text{ m}}{0,1023 \text{ m}} + 1 * 0,5 + 4 * 0,25 \right) * 863,00 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \left(0,28 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2$$

$$\Delta p_{putkisto} = 0,10 \text{ kPa}$$

Painehäviö kyseisessä putkiston osassa on siis 0,10 kPa.

Venttiilin kavitaatioindeksin laskemiseksi ensin on selvitettävä tarvittavat tiedot höyryfunktioiden ja painehäviöohjelman avulla (taulukko 5).

Taulukko 5. Kavitaatioindeksin laskeminen.

p_1	1618,22 kPa
p_2	140,64 kPa
p_v	139,36 kPa

$$\sigma = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_v} = \frac{1618,22 \text{ kPa} - 140,64 \text{ kPa}}{1618,22 \text{ kPa} - 139,36 \text{ kPa}} = 0,999$$

Kavitaatioindeksiksi saadaan 0,999 ja tulosta verrataan taulukkoon 1. Taulukon 1 mukaan venttiilissä tapahtuu paisuntahöyrytymistä (Flotech 2018). Laskettu kavitaatioindeksi tukee myös painehäviö- ja mitoitusohjelmilla suoritettuja laskuja.

4.2 Paineprofiilien laskeminen ohjelmilla

Tarvittavat painehäviölaskut on laskettu käyttäen toimeksiantajan painehäviöohjelmia sekä venttiilivalmistajien mitoitusohjelmia. Kyseisiin ohjelmiin sijoitetaan annettavat arvot, joiden avulla ohjelmat laskevat halutun tiedon.

4.2.1 Fisherin lineaarinen istukkaventtiili

Tarkasteltava säätöventtiili on sijainnut BESSI-yksikössä 4.10.2018 asti, jolloin vuotava venttiili vaihdettiin uuteen. Venttiilin toimintaa on tarkasteltu kuuden kuukauden välein,

aina jokaisen vuoden maaliskuu- ja syyskuussa. Tarkastelujakson prosessiparametrit on tarkistettu toimeksiantajan ajo-ohjelmasta ja listattu taulukoon 6. BESSI on uusi yksikkö ja se on käynnistetty vasta kesäkuussa 2015, jonka vuoksi tarkastelujakso ei yllä pidemmälle.

Taulukko 6. Prosessiparametrit Fisherin säätöventtiilille.

Prosessiparametrien keskiarvo 1 min ajalta (klo 12:00:00–12:01:00)			
pvm	massavirta (kg/h)	avauma (%)	paine (kPa)
20.9.2018	7153	52,8	119,58
20.3.2018	7200	53,1	119,79
20.9.2017	6999	50,8	154,93
20.3.2017	9601	50,9	152,36
20.9.2016	6002	45,5	148,75
20.3.2016	6260	36,7	155,38
20.9.2015	6099	35,8	125,00

Toimeksiantajan painehäviöohjelmaan on listattu koko tarkasteltava putkisto kaikkine putkistokomponentteineen. Koska vallitseva paine tiedetään systeemin lähtö- ja päätepisteissä, ja niiden väliin jäävän putkiston aiheuttama painehäviö voidaan laskea, on näiden tietojen avulla mahdollista päätellä mikä on tarkasteltavan säätöventtiilin aiheuttama painehäviö. Esimerkiksi syyskuun 2018 prosessiparametreilla laskettaessa säätöventtiilin aiheuttama painehäviö on 1477,58 kPa, joka vastaa 1184,88 m suoraa putkea (liite 4.)

Prosessiparametrien massavirran ja painehäviöohjelman laskemien arvojen avulla voidaan käyttää venttiilivalmistajan mitoitusohjelmaa, joka laskee annettujen arvojen perusteella muun muassa C_v -arvon, höyrynpaineen, suurimman sallitun painepudotuksen ilman höyrystymistä (dP_{cav}), suurimman mahdollisen painehäviön ilman virtauksen tukehtumista (dp_{Choked}) sekä paineen palautumiskertoimen (F_L). Mallikappale painehäviöohjelman tuloksista esitetään liitteessä 5. C_v -arvoa verrataan ohjelman antamaan kyseisen venttiilimallin ominaiskäyrään, josta saadaan venttiilin laskennallinen avauma (liite 6.) Tulokset on listattu taulukoon 7.

Taulukko 7. Lasketut arvot Fisherin säätöventtiilille.

pvm	dPcav (kPa)	dpChoked (kPa)	painepudotus (kPa)	C_v	avauma (%)	F_L
20.9.2018	0,46	152,14	1478,38	7,226	67,8	0,900
20.3.2018	0,46	152,14	1478,00	7,274	69,7	0,900
20.9.2017	0,47	152,15	1477,32	7,071	68,8	0,900
20.3.2017	0,47	152,15	1477,31	6,972	68,6	0,900
20.9.2016	0,52	152,19	1476,28	6,063	64,7	0,900
20.3.2016	0,50	152,17	1476,62	6,324	66,0	0,900
20.9.2015	0,50	152,18	1476,37	6,161	65,1	0,900

4.2.2 Masoneilanin kiertoistukkaventtiili

Tarkasteltava säätöventtiili on asennettu BESSI-yksikköön 4.10.2018, jolloin vuotava venttiili korvattiin uudella. Venttiilin toimintaa on tarkasteltu kuukauden välein. Tarkastelujakson prosessiparametrit on tarkistettu toimeksiantajan ajo-ohjelmasta ja listattu taulukoon 8.

Taulukko 8. Prosessiparametrit Masoneilanin säätöventtiilille.

Prosessiparametrien keskiarvo 1 min ajalta (klo 15:00:00–15:01:00)			
pvm	massavirta (kg/h)	avauma (%)	paine (kPa)
4.10.2018	6832	17,4	119,57
4.11.2018	6996	18,7	119,71
4.12.2017	7003	18,5	119,97

Prosessiparametrien, painehäviöohjelman sekä venttiilivalmistajan mitoitusohjelman avulla saadaan laskettua C_v -arvo, venttiilin laskennallinen avauma, paineen palautumiskerroin F_L sekä höyrystymisen määrä. Painehäviöohjelman tulokset esitetään taulukossa 9 ja liitteessä 7.

Taulukko 9. Lasketut arvot Masoneilanin säätöventtiilille.

pvm	C_v	avauma (%)	F_L	virtauksen tila	höyrystymisen määrä (%)
4.10.2018	7,446	39,1	0,8345	paisunta-höyrystyminen	18,03
4.11.2018	7,678	40,1	0,8299	paisunta-höyrystyminen	18,01
4.12.2018	7,686	40,1	0,8298	paisunta-höyrystyminen	18,02

5 VEDEN HÖYRYSTYMISESTÄ AIHEUTUVAT VAURIOT TUTKITTAVASSA SÄÄTÖVENTTIILISSÄ

BESSI-yksikössä sijaitseva säätöventtiili altistuu eroosiolle veden höyrystyessä venttiilissä korkean painepudotuksen vuoksi. Aiemmin kyseisellä paikalla sijainneen hajonneen, Fisherin valmistaman lineaarisen istukkaventtiilin sisäosista on huomattavissa höyrystymisen aiheuttamat vauriot ja ennenaikainen kuluminen (kuvat 20–21). Venttiilin pesän kuuluisi olla sileä ja sisäosien symmetriset. Venttiilin runko ja sisäosat ovat hiiliterästä (WCC).



Kuva 20. Venttiilin pesä.



Kuva 21. Venttiilin sisäosat.

Kyseisen venttiilin sulkuelin oli kuitenkin säilynyt kulumattomana (kuva 22). Sulkuelin on ruostumatonta terästä (S41600 SST).



Kuva 22. Venttiilin sulkuelin.

6 TULOSTEN TARKASTELU

6.1 Fisherin lineaarinen istukkaventtiili

Tarkasteltavassa tapauksessa säätöventtiili ei kavitoi, vaan siinä tapahtuu paisunta-höyrystymistä ja tukehtumista koko tarkastelujakson aikana. Paineen palautuminen venttiilin vena contractan jälkeen ei ole riittävän suuri, jolloin lähtöpaine jää alle veden höyrönpaineen ja tällöin virtaus jatkaa kaksifaasivirtauksena kyseisen putkiston päätepisteeseen eli lauhteenkeräyssäiliöön saakka. Veden höyrystyminen aiheuttaa eroosiota (Crane Engineering Department 2010, 3–3).

Tuloksista voi huomata eron prosessiparametrien ilmoittaman venttiilin avauman ja laskennallisen avauman välillä prosessiparametrien ilmoittaman avauman ollessa pienempi. Tämä selittyy kuitenkin sillä, että mitoitusohjelman antama kyseisen säätöventtiilin ominaiskäyrä osoittaa uuden venttiilin toimintaa. Todellisuudessa prosessiputkistoon asennettu venttiili on kulunut, jolloin sen ominaiskäyrä asettuu enemmän ylös ja vasemmalle ja tällöin se vastaa enemmän prosessiparametrien ilmoittamaa venttiilin asentoa (Crane Engineering Department 2010, 3–2). Toinen vaikuttava seikka on venttiilin kuluneet sisäosat, jolloin myös venttiilin virtausaukko on ollut alkuperäistä suurempi. Kun virtausaukko on kulunut normaalia suuremmaksi, halutun säädön aikaansaamiseksi riittää pienempikin avauma eli venttiiliä on tällöin kuristettu enemmän. Taulukkojen 6 ja 8 mukaan venttiilin avauma ja C_V -arvo ovat kuitenkin kasvaneet venttiilin asennuksen jälkeen ja alkaneet pienentyä vasta lähempänä lopullista hajoamispäivämäärää. Venttiilin toiminnan kannalta oleellisen muutoksen aiheuttavan venttiilin ja sen virtausaukon kulumisen voidaan siis olettaa tapahtuneen vasta maaliskuun 2018 jälkeen, vaikka höyrystymistä onkin tapahtunut koko tarkasteltavan jakson aikana. Myös muutokset prosessiparametreissa ja mahdollinen prosessin hetkellinen epästabili toiminta vaikuttavat laskettuihin tuloksiin.

6.2 Masoneilanin kiertoistukkaventtiili

Kyseinen säätöventtiili ei kavitoi, vaan siinäkin tapahtuu paisunta-höyrystymistä. Paineen palautuminen vena contractan jälkeen ei ole riittävän suuri, jolloin lähtöpaine jää alle

veden höyrynpaineen ja virtaus jatkaa kaksifaasivirtauksena eteenpäin putkistossa kuluttaen venttiiliä eli aiheuttaen eroosiota (Crane Engineering Department 2010, 3–3). Kyseisen kiertoistukkaventtiilin paineen palautumiskerroin F_L on kuitenkin pienempi kuin aiemman lineaarisen istukkaventtiilin, joten paine palaa hieman enemmän kiertoistukkaventtiilissä kuin lineaarisessa istukkaventtiilissä (Kirmanen ym. 2011, 41). Tämä ei kuitenkaan vaikuta virtauksen tilaan.

Säätöventtiilin avaumassa on ero prosessiparametrien antamien arvojen ja laskettujen arvojen välillä. Kyseinen venttiili on niin uusi, ettei avauman eroa voida selittää sisäosien kulumisella. Ero selittyy automaatiojärjestelmän virityskorjauksen kautta. Virityskorjaus huomioiden laskennallinen avauma on listattu taulukoon 10 ja esimerkkilasku on esitetty liitteessä 8.

Taulukko 10. Avauman virityskorjaus.

avauma (%)	avauma, virityskorjaus huomioitu (%)
39,1	18,9
40,1	19,4
40,1	19,4

6.3 Korjauskerroin

Lämmönvaihtimelle virtaa syyskuun 2018 prosessiparametrien mukaan vesihöyryä 7153 kg/h, jonka lämpötila on 300 °C ja paine 1600 kPa. Korjauskerroin on laskettu ennen lämmönvaihdinta sijaitsevan virtausmittauksen mukaan, ja sen avulla on saatu todelliseksi virtausmääräksi kuitenkin 7796 kg/h (liite 9). Todellinen virtausmäärä voidaan laskea molempien venttiileiden tarkastelujaksojen jokaiselle päivälle erikseen. Tämä aiheuttaa laskuihin mahdollisen pienen poikkeaman. (Esa Tamminen 5.12.2018 kirjallinen tiedonanto.)

6.4 Pohdinta

Ongelmallisten säätöventtiilien tilaa olisi hyvä seurata silloin tällöin ja verrata laskennallisia arvoja prosessiparametreihin, jolloin venttiilin ennenaikaista kulumista ja rikkoutumista voitaisiin ennakoida. Tämä ei välttämättä olisi aina helppoa prosessin heilumisen ja erilaisten venttiilimallien sekä valmistusmateriaalien myötä, mutta ajan saatossa saataisiin varmasti kehitettyä toimiva järjestelmä ennakoitua varten, kun kerättyä dataa olisi tarpeeksi.

Tulopaineen nostaminen olisi yksi keino vähentää höyrystymisen mahdollisuutta. Tässä ongelmana on se, että tarkasteltava säätöventtiili on sijoitettuna 0,60 m korkeudelle maan pinnasta. Tällöin venttiilin laskeminen ei ole mahdollista, jolloin hydrostaattisen paineen avulla ei saada tulopainetta nostettua. Käytännössä myös lähtöpisteen eli lämmönvaihtimen nostaminen on mahdotonta, sillä työ vaatisi mittavan uudelleensuunnittelun ja -rakentamisen. Linja on suunniteltu alun perin niin, että lämmönvaihtimen pinnan korkeus jää hyvin matalaksi, eikä täten muodosta paljoa hydrostaattista painetta. Säätöventtiilin poistolinjaan voitaisiin asentaa myös esimerkiksi reikälevy tasaamaan painepudotusta, mutta sen ja ohituskien rakentaminen vaatisi myös paljon työtä ja riskinä olisi höyrystymisen siirtyminen toisaalle, eikä varsinaista ongelmaa saataisi kuitenkaan poistettua.

Kyseisen venttiilin painepudotus on niin huomattava, että sopivaa sovellusta estämään höyrystyminen on hankala löytää. Oikeanlaisilla materiaalivalinnoilla venttiilin käyttöikää voitaisiin pidentää valitsemalla mahdollisimman kova materiaali venttiilin rungoksi, sulkuelimeksi ja muiksi sisäosiksi. Kuten kuvat 20–22 osoittivat, veden höyrystymisestä aiheutuva eroosio on kuluttanut hiiliteräksestä valmistettuja venttiilin osia, vaikka ruostumattomasta teräksestä valmistetut osat ovat säilyneet uudenveroisina.

7 YHTEENVETO

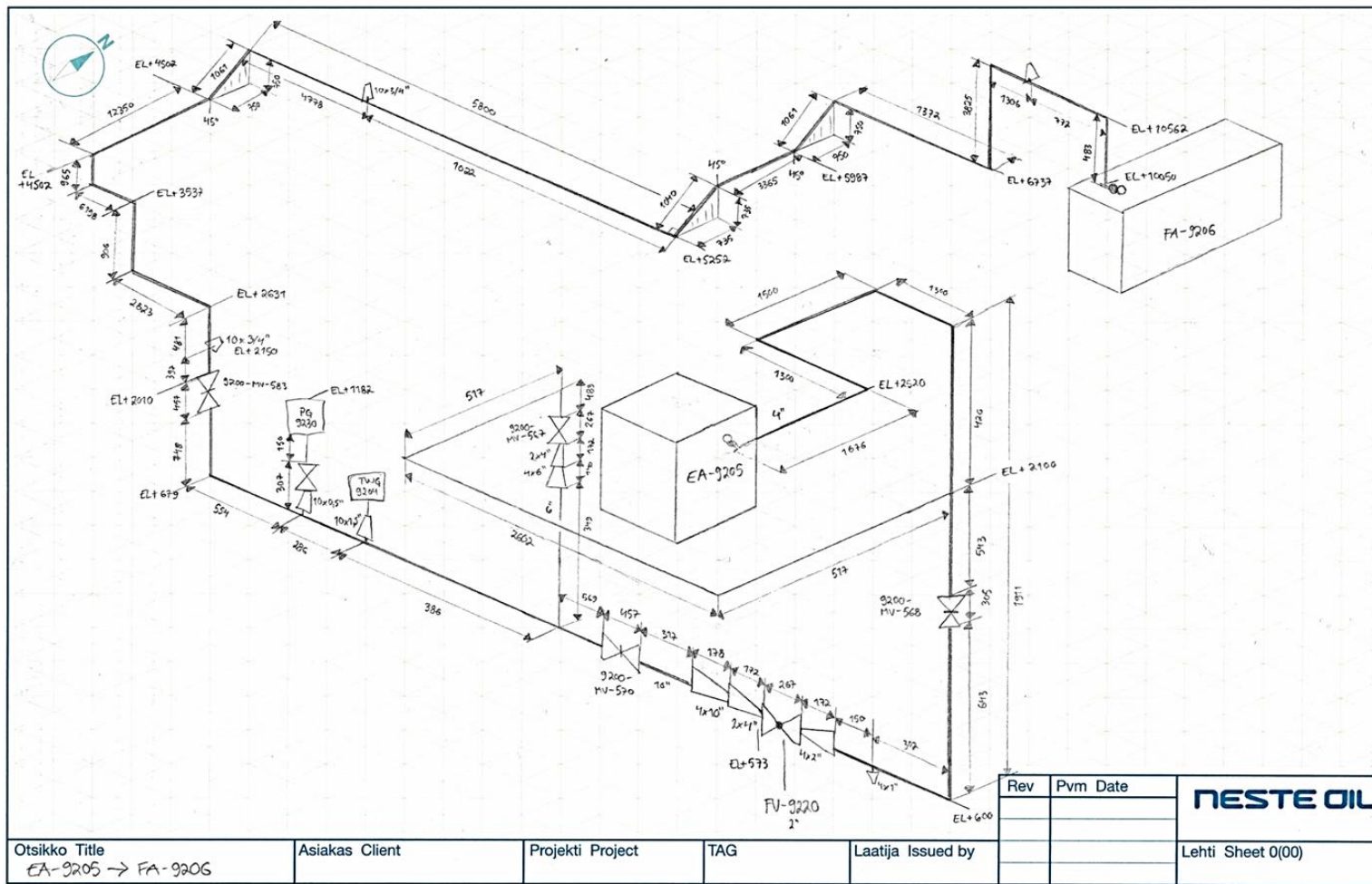
Molemmissa tarkasteltavissa säätöventtiileissä tapahtuu veden höyrystymistä sen virratessa venttiilissä. Tämä aiheuttaa eroosiota, joka kuluttaa venttiileitä ennenaikaisesti. Ongelmallisten säätöventtiileiden kuntoa olisi hyvä seurata säännöllisesti, jolloin venttiilin hajoaminen voitaisiin ennakoida ja täten varautua siihen paremmin. Tällöin poikkeamat tai katkokset prosessissa olisivat myös lyhyempiä. Venttiileiden kunnon seuranta ja siihen liittyvän datan keräys sekä järjestelmän luominen vievät aikaa, mutta ajan kuluessa järjestelmästä saataisiin varmasti toimiva. Venttiili ja siihen liittyvä putkisto on suunniteltu siten, ettei veden höyrystymistä voida estää ilman suurta uudelleensuunnittelua ja -rakentamista. Sopivilla materiaalivalinnoilla on kuitenkin mahdollista pidentää venttiilin käyttöikää, jolloin erilaisia valmistusmateriaaleja ja niiden ominaisuuksia olisi hyvä tutkia tarkemmin.

LÄHTEET

- Aydar, S. 2016. Putkikäyrän vaurioanalyysi. Opinnäytetyö. Kemiantelekniiikan koulutusohjelma. Helsinki: Metropolia Ammattikorkeakoulu. Viitattu 8.10.2018. Saatavilla osoitteessa http://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/109597/Aydar_Sara.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Bell, M. 1996. Avoid Pitfalls When Specifying Control Valves. Chemical Engineering 12/1996, 75–77.
- Bohl, W. 1984. Teknillinen virtausoppi. Suom. M. Krannila. 5. painos. Jyväskylä: Gummerus Oy.
- Bray International 2018. Series 19 Segmented Ball Valve. Viitattu 20.9.2018. Saatavilla osoitteessa <https://www.bray.com/ball-valves/control-valves/segmented-ball-valve>
- Cera System 2018. Cera Valve KBR. Viitattu 20.9.2018. Saatavilla osoitteessa <https://www.cera-system.ru/2/kbr.html?changelang=3>
- Crane Engineering Department 2010. Flow of Fluids: Through Valves, Fitting and Pipe. U.S.A.: Crane.
- Darby, R. 1997. Control Valves: Match the Trim to the Selection. Chemical Engineering 6/1997, 147–152.
- Emerson Automation Solutions 2017. Control Valve Handbook. Fifth Edition. Fisher Controls International LLC.
- ESI Technologies Group 2018. Viitattu 2.10.2018. Saatavilla osoitteessa <https://esitechgroup.com/product/control-safety/control-valves/#CD>
- Evans, B. & Ritter, R. 2015. Flashing and Cavitation. Valve Magazine 8/2015. Viitattu 16.10.2018. Saatavilla osoitteessa <http://www.valvemagazine.com/magazine/sections/back-to-basics/6960-flashing-and-cavitation.html>
- Fisher Valves & Instruments 2017. What is Valve Cavitation? (Animation). Viitattu 30.10.2018. Saatavilla osoitteessa <https://www.youtube.com/watch?v=gRsvO4Gpnf0>
- Flotech 2018. Understanding and Predicting Cavitation in Control Valves. Viitattu 16.10.2018. Saatavilla osoitteessa <https://www.flotechinc.com/understanding-predicting-cavitation-control-valves/>
- Focus-It 2018. Cavitation. Viitattu 12.10.2018. Saatavilla osoitteessa <http://eswt.net/cavitation>
- Hocurscak, S. 2017. Delivering Reliability Down the Line. World Pipelines 11/2017.
- Kirmanen, J.; Niemelä, I.; Pyötsiä, J.; Simula, M.; Hauhia, M.; Riihilahti, J.; Lempinen, V.; Koukuluoma, J. & Kanerva, P. 2011. Flow Control Manual. 6th Edition. Vantaa: Metso Automation Inc.
- Koivula, T. 2002. Cavitation in Hydraulic Valves: Aspects on the Effect of Oil Type, Erosion, and Detection Methods. Väitöskirja. Tampere: Tampereen teknillinen korkeakoulu.
- Konwell 2018. Istukkaventtiilit. Viitattu 14.9.2018. Saatavilla osoitteessa <https://www.konwell.fi/fi/tuotteet/hoyry-ja-lauhde/teollisuusventtiilit/istukkaventtiilit-teol>
- Konwell 2018. Palloventtiilit. Viitattu 18.9.2018. Saatavilla osoitteessa <https://www.konwell.fi/fi/tuotteet/hoyry-ja-lauhde/teollisuusventtiilit/palloventtiilit>

- Lantto, P. 2017. Mekaniikka, osa 2: Nestemekaniikka. Viitattu 10.10.2018. Saatavilla osoitteessa https://noppa oulu.fi/noppa/kurssi/766343a-02/.../766343A-02_luennot_6-7.pdf
- Manohar, N. 2013. Control Valve and Overview. Viitattu 21.9.2018. Saatavilla osoitteessa <https://www.slideshare.net/nidhinmanohar4/control-valve-presentationcontrol-valve-an-overview>
- Metso Automation Inc 2018. Q-Trim® rotary valves. Viitattu 15.10.2018. Saatavilla osoitteessa http://valveproducts.metso.com/documents/neles/Brochures/en/CB041_EN.pdf
- Metso Corporation 2018. Neles® linear globe valve. Viitattu 16.10.2018. Saatavilla osoitteessa <https://www.metso.com/products/control-valves/series-g-control-valves-globe-single-seated-top-guided/>
- Native Dynamics 2015. Calculation of Flow Through Nozzles and Orifices. Viitattu 8.10.2018. Saatavilla osoitteessa https://neutrium.net/fluid_flow/calculation-of-flow-through-nozzles-and-orifices/
- Neles-Jamesbury 1990. Venttiilikirja. The English Centre. Helsinki: Kirjapaino Tapo Oy.
- Neles-Jamesbury 1992. Control Valve Sizing Coefficients. Helsinki: Kirjapaino Tapo Oy.
- Nesbitt, B. 2007. Handbook of Valves and Actuators: Valves Manual International. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Neste Oyj 2018. Viitattu 18.9.2018. Saatavilla osoitteessa <https://www.neste.com/fi/konserni/tieto-meista>
- Pitkäoja, A. 2014. Veden kaltaisten aineiden ja paperimassaputkiston mitoitus. Opinnäytetyö. Energiatekniikan koulutusohjelma, Kone- ja laitossuunnittelu. Kymenlaakso: Kymenlaakson ammattikorkeakoulu. Viitattu 5.12.2018. Saatavilla osoitteessa https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/72101/Pitkaoja_Antti.pdf?sequence=1
- Praveen, K. 2017. Valve trim Design Using Control Valve Performer. Viitattu 16.10.2018. Saatavilla osoitteessa https://www.simulationhub.com/blog/valve-trim-design-using-control-valve-performer#disqus_thread
- Pulli, M. 2009. Virtaustekniikka: Vedensiirojärjestelmien toiminnallinen suunnittelu nykyaikaisin menetelmin. Tampere: Tammertekniikka.
- Santec Group 2018. Methods of Valve Actuation. Viitattu 14.9.2018. Saatavilla osoitteessa <http://www.santecindia.com/methods-of-valve-actuation.html>
- Smith P. & Zappe R.W. 2004. Valve Selection Handbook: Engineering Fundamentals for Selecting the Right Valve Design for Every Industrial Flow Application. Fifth Edition. Burlington: Gulf Professional Publishing.
- Säätö Oy 2018. Läppäventtiilit. Viitattu 19.9.2018. Saatavilla osoitteessa <https://saato.fi/tuote-kategoria/sulkuventtiilit/lappaventtiilit/>
- Val-Matic Valve and Manufacturing Corp. Cavitation in Valves. Viitattu 12.10.2018. Saatavilla osoitteessa http://www.valmatic.com/pdfs/Cavitation_in_Valves_7-22-08.pdf

Laskettava putkisto



Paikallisvastukset

M. Hurme

1.2.1986

PAIKALLISVASTUKSET

	1/2"	1"	2"	4"	8-12"	16-24"	Huom.
Käyrä (normaali)	0.4	0.35	0.25	0.25	0.2	0.15	
Käyrä (isosäteinen)	-	-	0.25	0.2	0.15	0.15	
Luistiventtiili	0.2	0.2	0.15	0.15	0.1	0.1	
Istukka	9	8	6.5	6	5	4	
Pallo (täysaukko)	-	0.15	0.13	0.13	0.12	0.11	
Pallo (ei " ")	-	-	-	0.7	0.5-1.5	1-1.5	1)
Läppä	-	-	-	0.5-1.5	0.5	0.4	1)
Tulppa	0.5	0.4	0.35				
Takaisku	2	2	2	1	1	1	
Sihti	2	3	1	1	1	1	
T-kpl (käyränä)	2.5	1.6	1.2	1.0	0.9	0.85	
T-kpl (suora virt)	1.5	1.0	0.75	0.6	0.55	0.5	
Ulostulo putkesta	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
Sisääntulo putkeen	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	
Suora putki 1 metri	3.5	1.4	0.6	0.25	0.1-0.06	0.04-0.02	2)

Pienempi putkikoko:	3/4"	1"	1.5"	2"	3"	4"	6"	8"	10"	12"	14"
Supistus 1 koko	0.03	0.08	0.03	0.07	0.05	0.09	0.06	0.05	0.03	0.02	0.01
Supistus 2 kokoa	0.15	0.1	0.15	0.15	0.15	0.2	0.15	0.1	0.07	0.06	
Laaajenn 1 koko	0.05	0.15	0.05	0.15	0.07	0.15	0.1	0.05	0.03	0.02	0.01
Laaajenn 2 kokoa	0.4	0.25	0.35	0.4	0.4	0.5	0.3	0.2	0.1	0.08	

(K-arvot ovat pienemmälle putkikoolle)

Suurempi putkikoko:	1"	1.5"	2"	3"	4"	6"	8"	10"	12"	14"	16"
Supistus 1 koko	0.1	0.4	0.1	0.35	0.15	0.45	0.2	0.1	0.07	0.03	0.03
Supistus 2 kokoa	1.8	2.6	1.8	2.2	2.6	2.8	3.4	1.2	0.6	0.25	0.2
Laaajenn 1 koko	0.15	0.75	0.15	0.65	0.2	0.8	0.3	0.15	0.07	0.03	0.02
Laaajenn 2 kokoa	4.3	6.3	4.3	5.4	6.3	6.8	8.3	2.5	1.1	0.4	0.24

(K-arvot ovat suuremmalle putkikoolle)

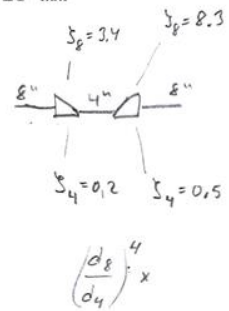
PUTKIKARHEUDET

Nyökkisääntönä voi käyttää:

Kirkkaat putket	0.1 mm
Saumattomat hiiliteräsputket (koot 1/4"-18")	0.2 mm
Hitsisaumatut hiiliteräsputket (koot 12"-40")	0.25 mm

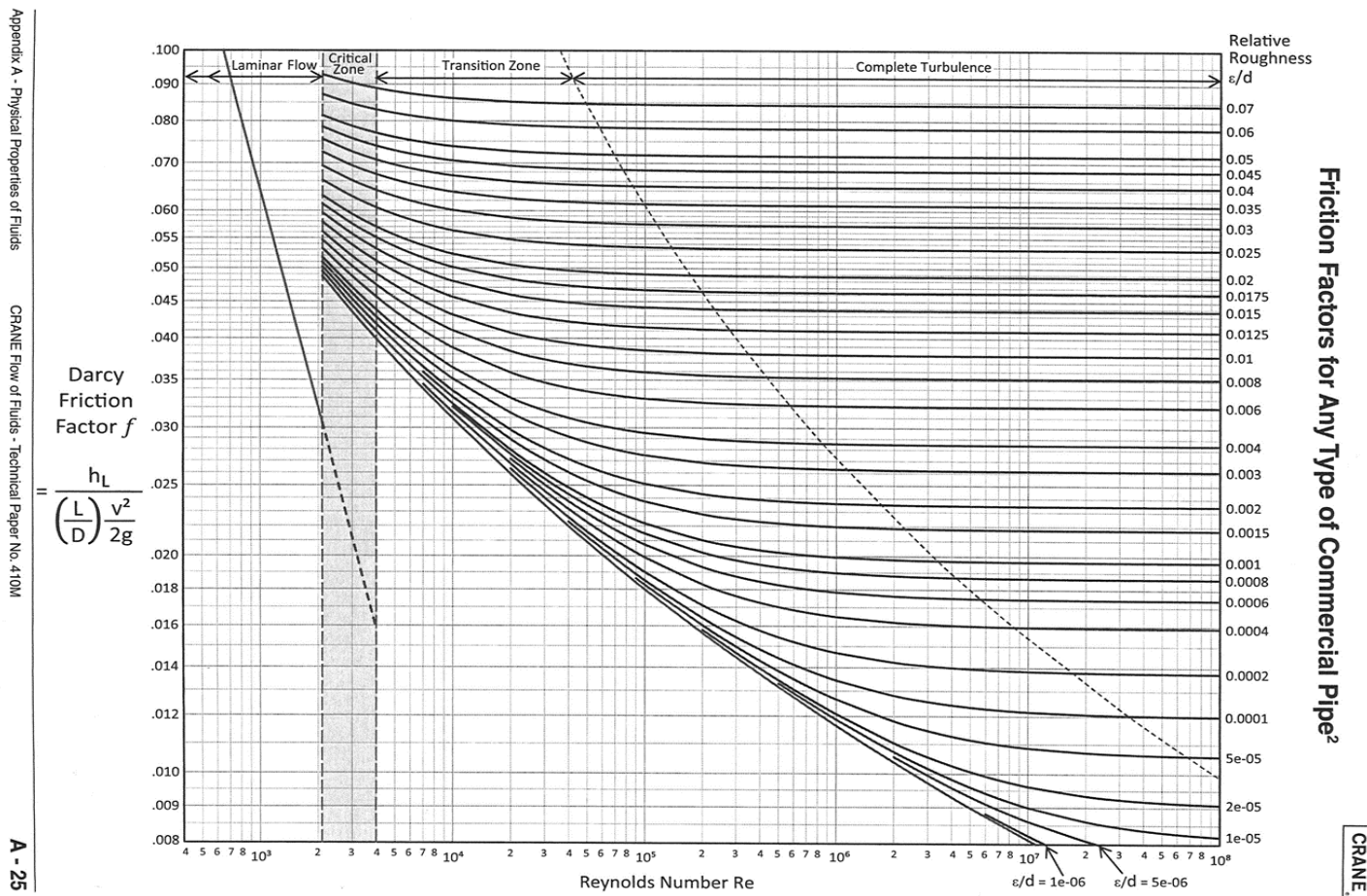
PUTKEN SISÄHALKAISUJA

	A1	A3	K1	K3	L6	L1	L3	A6	K6	A9
1/4"	7.7				9.2			7.7		
1/2"	13.9				15.8			13.9		
3/4"	18.8				21.0			18.8		
1"	24.3				26.6			24.3		
1 1/2"	40.9					40.9		38.1		
2"	52.5					54.8		49.3		42.9
3"	77.9					82.8		73.7		66.7
4"	102.3					108.2		97.2		92.1
6"	154.1					161.5		146.3		139.7
8"	202.7					211.6		193.7		182.6
10"	254.5					264.6		242.9		230.2
12"	304.8					314.8		288.9		273.1
(14")	336.5									
16"	387.3									
(18")	438.1	434.9								
20"	489.0	482.6								
24"	590.6	581.0								
28"	685.8									
32"	787.4									
36"	889.0									



M. Hurme 1986. Paikallisvastukset. Neste Oyj:n sisäinen dokumentti.

Moodyn diagrammi



Crane Engineering Department 2010. Flow of Fluids: Through Valves, Fitting and Pipe. U.S.A.: Crane.

Painehäviöohjelma höyrystyvälle virtaukselle

1 Yleistä		2 Lähtötiedot										3 Lasketut arvot																			
2-faasivirtaukset		Putkিতiedot										Virtaustiedot																			
No	Koko, " Selitys	Halk. m	Vast. -	M	Lve	ISVe	Tisk	T-k	T-s	Muut Vast.	Pituus m	Suunta °	Karh mm	Paine kPa	Massav kg/h	Paine ulos kPa	dp kok kPa	dp acc kPa	dp grav kPa	dp fric kPa	x m	vty -	lpt °C	vfrac -	seos kg/m3	Tiheys neste kg/m3	kaasu kg/m3	Viskositeetti neste mPas	kaasu mPas	neste g/mol	kaasu g/mol
1	EA9205	1,143	0,00								0,26	-90	0,2	1600,00	7 153	1602,23	-2,23	0,00	-2,23	0,00	0,26	0	201,44	0,0000	863,0	863,0	0,00	0,13	0,000	18,0	0,0
2	4 Vaaka	0,102	1,46	4						0,50	5,78	0	0,2	1602,23	7 153	1602,14	0,10	0,00	0,00	0,10	5,78	0	201,44	0,0000	863,0	863,0	0,00	0,13	0,000	18,0	0,0
3	4 Alas	0,102	0,82		1						1,91	-90	0,2	1602,14	7 153	1618,26	-16,12	0,00	-16,17	0,04	1,91	0	201,91	0,0000	862,4	862,4	0,00	0,13	0,000	18,0	0,0
4	4 Vaaka	0,102	1,07	1						0,15	0,62	0	0,2	1618,26	7 153	1618,22	0,04	0,00	0,00	0,04	0,62	0	201,91	0,0000	862,4	862,4	0,00	0,13	0,000	18,0	0,0
5	2 Venttiili	0,053	0,00								1 184,880	0	0,2	1618,22	7 153	140,64	1477,58	65,10	0,00	1412,47	1 184,88	0	109,18	0,1795	55,1	951,3	0,81	0,26	0,013	18,0	18,0
6	4 Vaaka	0,102	0,20							0,20	0,17	0	0,2	140,64	7 153	139,75	0,90	0,05	0,00	0,84	0,17	0	108,96	0,1798	88,3	951,4	0,81	0,26	0,013	18,0	18,0
7	10 Vaaka	0,255	10,90	1	1					3 8,91	2,75	0	0,2	139,75	7 153	138,97	0,78	0,00	0,00	0,78	2,75	0	108,78	0,1801	225,8	951,6	0,80	0,26	0,013	18,0	18,0
8	10 Ylös	0,255	0,67			1					2,08	90	0,2	138,97	7 153	135,79	3,18	0,01	3,11	0,06	2,08	0	108,03	0,1814	152,0	952,1	0,79	0,26	0,013	18,0	18,0
9	10 Vaaka	0,255	0,39	2							2,82	0	0,2	135,79	7 153	135,74	0,05	0,00	0,00	0,05	2,82	0	108,02	0,1814	225,3	952,1	0,79	0,26	0,013	18,0	18,0
10	10 Ylös	0,255	0,00								0,91	90	0,2	135,74	7 153	134,38	1,36	0,00	1,35	0,01	0,91	0	107,71	0,1819	151,7	952,4	0,78	0,26	0,013	18,0	18,0
11	10 Vaaka	0,255	0,39	2							6,20	0	0,2	134,38	7 153	134,31	0,07	0,00	0,00	0,07	6,20	0	107,69	0,1819	225,1	952,4	0,78	0,26	0,013	18,0	18,0
12	10 Ylös	0,255	0,00								0,97	90	0,2	134,31	7 153	132,87	1,44	0,00	1,43	0,01	0,97	0	107,35	0,1825	151,3	952,6	0,77	0,26	0,013	18,0	18,0
13	10 Vaaka	0,255	0,32	1						0,1	12,35	0	0,2	132,87	7 153	132,77	0,10	0,00	0,00	0,10	12,35	0	107,33	0,1826	224,8	952,7	0,77	0,26	0,013	18,0	18,0
14	10 Ylös	0,255	0,00								1,06	45	0,2	132,77	7 153	130,53	2,24	0,01	2,23	0,01	1,06	0	106,80	0,1834	302,7	953,0	0,76	0,26	0,013	18,0	18,0
15	10 Vaaka	0,255	0,95	2						1	5,80	0	0,2	130,53	7 153	130,42	0,11	0,00	0,00	0,11	5,80	0	106,77	0,1835	224,5	953,1	0,76	0,26	0,013	18,0	18,0
16	10 Ylös	0,255	0,00								1,04	45	0,2	130,42	7 153	128,22	2,20	0,01	2,18	0,01	1,04	0	106,26	0,1843	302,7	953,4	0,74	0,27	0,012	18,0	18,0
17	10 Vaaka	0,255	0,24							0,24	3,37	0	0,2	128,22	7 153	128,18	0,04	0,00	0,00	0,04	3,37	0	106,25	0,1843	224,1	953,5	0,74	0,27	0,012	18,0	18,0
18	10 Ylös	0,255	0,00								1,06	45	0,2	128,18	7 153	125,94	2,24	0,01	2,23	0,01	1,06	0	105,72	0,1852	302,7	953,8	0,73	0,27	0,012	18,0	18,0
19	10 Vaaka	0,255	0,39	2							1,37	0	0,2	125,94	7 153	125,90	0,04	0,00	0,00	0,04	1,37	0	105,71	0,1852	223,8	953,9	0,73	0,27	0,012	18,0	18,0
20	10 Ylös	0,255	0,00								3,83	90	0,2	125,90	7 153	120,27	5,63	0,02	5,59	0,03	3,83	0	104,39	0,1874	148,2	954,8	0,70	0,27	0,012	18,0	18,0
21	10 Vaaka	0,255	0,95	2						1	2,08	0	0,2	120,27	7 153	120,17	0,09	0,00	0,00	0,09	2,08	0	104,37	0,1875	223,0	954,9	0,70	0,27	0,012	18,0	18,0
22	10 Alas	0,255	1,00							1,00	0,48	-90	0,2	120,17	7 153	120,35	-0,18	0,00	-0,26	0,08	0,48	0	104,41	0,1874	55,6	954,8	0,70	0,27	0,012	18,0	18,0
23	10 FA9206	0,255	0,00								1,00	0	0,2	120,00	7 153	120,35	0,01	0,00	0,00	0,01	1,00	0	104,41	0,1874	223,0	954,8	0,70	0,27	0,012	18,0	18,0
Lomake 2f-Linjat.1.02 ©ETT 1994		1 Mutka = 4.1 m putkea										1 242,8																			
												1479,7 65,2 -0,5 1415,0 kPa																			
												4,4 0,0 95,6 %																			

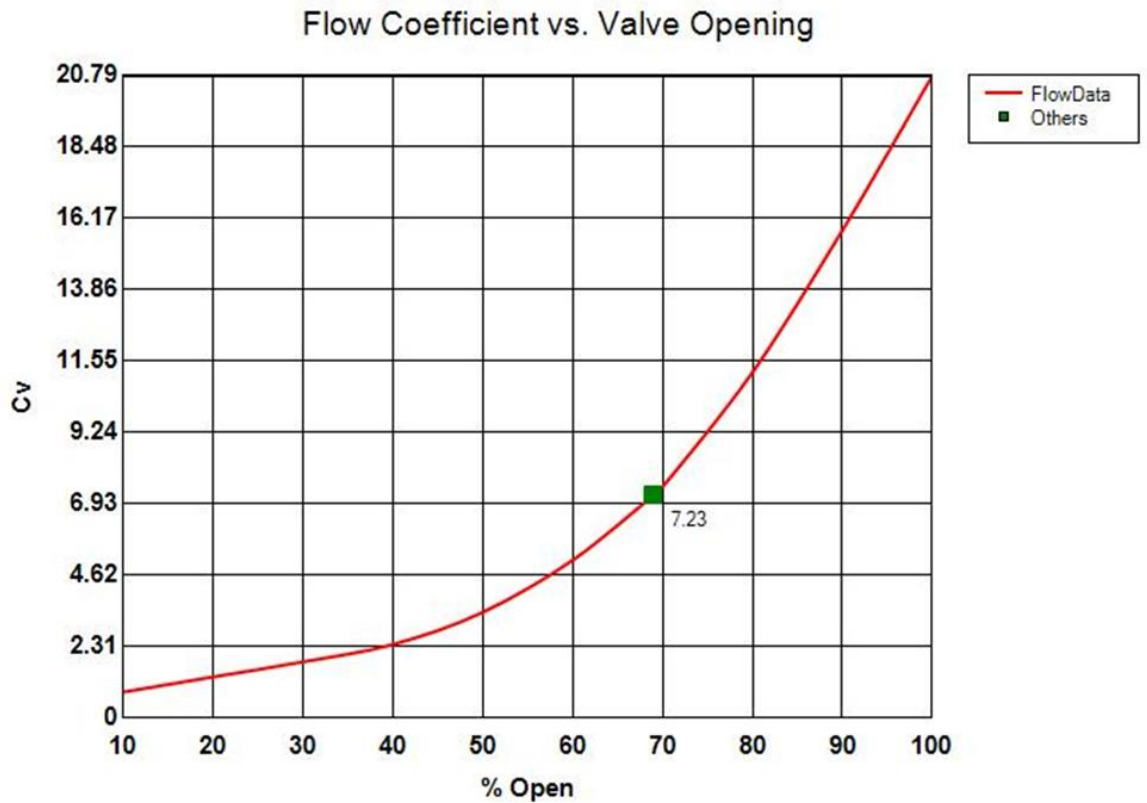
Tamminen, E. 1994. Neste Oyj:n sisäinen laskentaohjelma.

Fisher Specification Manager-mitoitusohjelma

Customer:		Phone:		
Fax:		Contact:		
Contact:		PO Number:		
Item: 7	Qty: 1	Project: FC9220		
Tags: 2018 syyskuu cv		P&ID Number:		
Description: 2 Inch ES		Line Number:		
Service Description:				
Sizing Type: Water	Flow is Turbulent	Solving for: Cv	Noise is Hydrodynamic	Flow is Mass
Variable Name	Units	Others- 0		
Temperature (T1)	deg C	201.9100		
Inlet Pressure (P1)	kPa(a)	1618.220		
Pressure Change (dP)	kPa	1478.380		
Liquid Flow Rate (Ql)	m3/h	8.3014		
Pressure Recovery Factor (FI)		0.900		
Valve Style Modifier (Fd)		0.350		
Cavitation Coefficient (Kc)		1.000		
Atmospheric Pressure	kPa	101.33		
Pipe Size Up	in	2		
Pipe Schedule Up		STD		
Pipe Size Down	in	2		
Pipe Schedule Down		STD		
Nominal Valve Diameter (dv)	in	2.000		
Hydrodynamic_Trim				
Sizing Coefficient (Cv)		7.226		
Application Ratio (Ar)		1.000		
Specific Gravity (SG)		0.863		
Dynamic Viscosity (Mu)	mPa.s	0.133		
Kinematic Viscosity (Nu)	mm2/s	0.155		
Critical Pressure (Pc)	kPa(a)	22064.000		
Pipe Outside Diam. Up	mm	60.32		
Pipe Outside Diam. Down	mm	60.32		
Vapor Pressure (Pv)	kPa(a)	1617.758		
Mass flow rate incompressible (wl)	kg/h	7153.0000		
Valve Lpa (LpAe1m)	dB(A)			
Upstream Fluid Velocity (V1)	m/s			
Downstream Fluid Velocity (V2)	m/s			
dPchoked	kPa	152.140		
Cavitation Pressure Drop (dPcav)	kPa	0.462		
Inlet fluid density (Rho1)	kg/m3	862.43		
Warnings				
		Flow is choked. (11.1.1) Service conditions indicate the fluid is flashing. (11.1.2) A value for variable 'Hydrodynamic Trim' must be provided.		

Fisher Specification Manager 2018.

Mitoitusohjelman Fisher Specification Manager ominaiskäyrä lineaariselle säätöventtiilille



Project Name: FC9220
Tag Name: 2018 syyskuu cv
Product: ES
Body Style: Globe, lined
Travel: 3/4 Inch

Trim Style:
Flow: Up
Size: 2 Inch
Port Diameter: 1 5/16 Inch

Fisher Specification Manager 2018.

Masoneilan ValSpeQ-mitoitusohjelma

Project New Configuration Item Template Template Library Settings Tools Help

Configuration Project

Details for :
Sizing & Selection

Project
Template Library
fv9220 uusi venttiili testi 2
fv9220 uusi venttiili testi 1
fv9220 lokakuu-joulukuu

ITEM fv9220
TAG lokakuu-joulukuu

Application Flow Control Fluid Name Water override calc fluid properties
Fluid Type Liquid Standard PED Fluid Group 1 unstable fluid

Calc Cv Calculation Selection Notes - (Empty) Sizing Notes - (Empty)

Pipe In size sch o.d. wall
2 40 2,375 0,154
Pipe Out 2 40 2,375 0,154

ValvFAST Only

Type Globe, Rotary
Line 35000
Model -35012
Size 2 in 2X2X2
In x Out Size 2 x 2
Matl Group Carbon Steel

Rating ASME CL 300
Body Matl A216 gr WCC
End Conn RF Flanges
Bonnet Type Integral
Bellows Matl
Lube Hole
Lube Grease
Packing Class
Endurance
Packing Matl PTFE with carbon fiber

Trim Type Eccentric plug
Plug Type Eccentric
Flow Direct Flow to Close
Leakage IV
Seat Ring Clamped
Rated Cv 21,2
Stem Matl A564 gr 630 (1075)
Plug Matl Stellite
Seat Matl 316 St. St.

Inlet
Reqd Shutoff Pressure 0 kPa g
Design Pressure 1517 kPa g
Max Design Temp 201 deg C
Min Design Temp deg C

	lokakuu	maraskuu	joulukuu	
flow rate	6823	6996	7003	kg/h
inlet pressure	1618,24	1618,23	1618,23	kPa a
outlet pressure	140,52	141,2	140,86	kPa a
pressure drop	1478	1477	1477	kPa
temperature	201,91	201,91	201,91	deg C
vapor pressure	1618	1618	1618	kPa a
critical pressure	22105	22105	22105	kPa a
viscosity	0,134	0,134	0,134	centipoise
liquid Gf	0,8627	0,8627	0,8627	

Velocity m/s

flowing condition	Flashing	Flashing	Flashing	
required Cv	7,446	7,678	7,686	
oversize req Cv	7,446	7,678	7,686	Cv x 1
sound level, IEC	< 70	< 70	< 70	dBA (+5/-5)
% travel	39,11	40,05	40,08	
% Cv	35,12	36,22	36,25	
FL	0,8345	0,8299	0,8298	
critical FL	0	0	0	
valve velocity	208,5 [0]	212,5 [0]	213,4 [0]	m/s [Inlet [O]Outlet [B]ody
% flashing	18,03	18,01	18,02	
full open flow rate	16295	16295	16295	kg/h

PED
PED Indeterminate
PED Classification :

Masoneilan ValSpeQ 2018.

Automaatiojärjestelmän virityskorjaus

Kyseinen kiertostukkaventtiili kiertyy vain 50 ° ollessaan 100 % auki. Esimerkiksi lokakuussa 2018 venttiilin laskennallinen avauma on 39,11 %. Ensiksi muutetaan avaumaprosentti asteiksi.

$$0,3911 * 50^\circ = 19,56^\circ$$

Valmistajan venttiilikatalogin mukaan 2" venttiilin karan maksimiliike on 89 mm, kun venttiili kiertyy täysin auki. Lasketaan yhtä astetta vastaava karan liike ja siitä 19,56 ° vastaava karan liike.

$$\frac{89 \text{ mm}}{50} = 1,78 \text{ mm}$$

$$1,78 \text{ mm} * 19,56 = 34,82 \text{ mm}$$

Kyseisen venttiilimallin suurin mahdollinen venttiilikoko on 12" ja sen karan liike on maksimissaan 184 mm. Lopuksi suhteutetaan tarkasteltavan 2" venttiilin laskettu karan liike 12" venttiilin suurimpaan mahdolliseen karan liikkeeseen.

$$\frac{34,82 \text{ mm}}{184 \text{ mm}} * 100 \% = 18,92 \%$$

(C_v) and (F_L) Versus Travel

Flow Direction: Flow to Close

Flow Characteristics: Linear

ANSI Class: 150 through 600

Sizes: 1" through 12" (DN 25-300)

Percent of Plug Rotation					10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	
F _L Full Area					0.94	0.91	0.88	0.83	0.80	0.77	0.74	0.72	0.70	0.68	
F _L Reduced Area (.6, .4, & .2)					0.94	0.91	0.88	0.83	0.80	0.77	0.74	0.72	0.70	0.7	
Valve Size		Orifice Dia.		Act. Stem Travel		Rated C _v									
in.	DN	in.	mm	in.	mm										
1	25	.321	8.2	3.50	89	0.4	0.9	1.2	1.5	1.8	2.1	2.5	2.7	2.9	3
		.500	12.7	3.50	89	0.5	1.0	1.5	2.1	2.9	3.8	4.5	5.1	5.6	6
		.579	14.7	3.50	89	0.6	1.4	2.4	3.3	4.5	5.7	6.9	7.7	8.5	9
		.718	18.2	3.50	89	1.0	2.3	4.0	6.1	8.4	10.3	11.9	13.3	14.3	15
1½	40	.750	19.1	3.50	89	1.3	2.5	3.9	5.6	7.7	9.9	11.7	13.2	14.5	15.6
		.907	23.0	3.50	89	1.7	3.8	6.0	8.7	11.8	15.0	17.7	20.2	22.0	23.4
		1.125	28.6	3.50	89	2.4	5.9	10.2	15.4	22.5	26.0	30.7	34.3	37.8	39
2	50	1.000	25.4	3.50	89	1.7	3.4	5.3	7.6	10.4	13.4	15.9	18.0	19.8	21.2
		1.159	29.4	3.50	89	2.2	5.1	8.2	11.9	16.0	20.2	24.1	27.3	29.9	31.8
		1.437	36.5	3.50	89	3.3	8.0	14.1	21.7	29.7	36.3	42.2	46.9	50.4	53
3	80	1.500	38.1	5.75	146	5.3	10.1	15.1	21.5	28.5	36.0	42.7	48.8	53.9	58
		1.874	47.6	5.75	146	6.1	13.0	21.1	29.6	40.3	51.4	62.7	73.0	81.5	87
		2.324	59.0	5.75	146	9.5	19.0	32.0	47.8	65.2	84.1	103	121	136	145
4	100	2.000	50.8	5.75	146	8.4	16.1	24.0	34.1	45.1	57.1	67.8	77.4	85.6	92
		2.419	61.4	5.75	146	9.7	20.7	33.4	47.0	63.8	81.6	99.4	116	129	138
		3.000	76.2	5.75	146	15.0	30.2	50.8	75.8	104	133	164	193	216	230
6	150	3.000	76.2	7.25	184	18.2	34.9	52.2	74.1	98.0	124	147	168	186	200
		3.629	92.2	7.25	184	21.2	44.9	72.7	102	139	177	216	252	281	300
		4.500	114	7.25	184	32.7	65.7	110	165	225	290	356	419	470	500
8	200	3.797	96.4	7.25	184	22.0	44.2	71.9	107	150	196	241	283	317	340
		4.840	123	7.25	184	31.3	63.6	114	178	246	313	374	425	468	510
		6.000	152	7.25	184	42.8	111	201	316	434	542	639	725	798	850
10	250	4.746	121	7.25	184	33.7	67.6	110	164	230	300	369	432	485	520
		6.050	154	7.25	184	47.8	97.3	175	273	376	478	572	650	716	780
		7.500	191	7.25	184	65.5	170	307	483	663	828	977	1109	1221	1300
12	300	5.780	147	7.25	184	45.3	91.0	148	221	309	403	497	582	652	700
		7.460	189	7.25	184	64.4	131	235	367	506	644	769	875	964	1050
		9.250	235	7.25	184	88.1	228	414	650	893	1115	1315	1493	1644	1750

Masoneilan 2010. Specification Data Camflex® II 35002 Series

Korjauskerroin

				Calculation	
Data sheet for FLOW ELEMENT		NO	BY	DATE	SHEET: OF
Neste					SPEC#: REV:
Porvoo					JOB #: BESSI
					P.O. :
					DATE : CHK:
					BY : APR:
Tag. No. :	FC-9220	Eq./Line No. :			
Service :	MP-steam	Flowsheet :			
Manuf. :		Model No. :			
ELEMENT DATA	Element Type	:	Orifice Plate-Standard		
	Press. Tap Loc. / Type	:	Upstream / Flange		
	Element Material	:	316 SS		
	Beta Ratio(d/D)	:	0.5597		
	Element Bore	:	113.46000	mm	
	Thickness	:	6.00000	mm	
SIZING CRITERIA	Sizing Mode	:	Exact Flow		
	Reference	:	ISO 5167-2003		
PIPING DATA	Flange	:	/		
	Pipe Size & SCH	:			
	Pipe I.D.	:	202.70000	mm	
	Flange Material	:			
	Pipe Material	:	Carbon Steel		
COEFFICIENTS	Discharge Coeff.(C)	:	0.6047	User Factor (Fuser)	: 1.0000
	Gas Expan. Coeff.(Y1)	:	0.9944	Murdock Wet Gas Factor (Fx)	:
	Reynolds No.(Pipe)	:	958611.77	Velocity of Approach Factor (Ev)	: 1.0530
	Reynolds No.(Bore)	:	1712591.28	Reynolds No.(Pipe - Normal)	:
PROCESS DATA	Base	Maximum Flow	Normal Flow	Property Method	
Flow Rate	:	11580.01	kg/hr		
Diff. Pressure	:	25.00	kPa		
Pressure Loss	:	16.79	kPa		
Static Pressure	:	1330.00	kPa		
Base Pressure	:				
Temperature	:	327.70	DEG C		
Density	:	4.94032	kg/m3		
Spec. Gravity	:			Molecular Weight Method, MW, Zf	
Z-Compressibility Factor	:	0.9700			
Viscosity	:	0.0210	cP	User Input	
k-Factor (Cp/Cv)	:	1.2920		User Input	
Fluid Name / Fluid State	:	MP-steam	/ Gas		
Liquid Density	:				
Gas Quality	:				
UNCERTAINTY DATA	Uncertainty in Flow Rate	:			
	in Discharge Coeff.	:	±0.50%		
	in Expansion Factor	:	±0.05%		
	in Primary Diameter	:			
	in Pipe Diameter	:			
	in Density	:			
	in Pressure	:			
Notes :					

This report created by Flowel 4.1.1

PRINTED 5.12.2018 17:03:03

Esa Tamminen 5.12.2018 kirjallinen tiedonanto.