



Høgskulen på Vestlandet

Bacheloroppgave Maskin

INÇ3039

Predefinert informasjon

Startdato:	31-03-2020 09:00	Termin:	2020 VÅR
Sluttdato:	07-05-2020 14:00	Vurderingsform:	Norsk 6-trinns skala (A-F)
Eksamensform:	Bacheloroppgave med muntlig presentasjon/eksaminasjon		
SIS-kode:	203 INÇ3039 1 PRO-1 2020 VÅR HAUGESUND		
Intern sensor:	Gisle Yngvar Romslo Kleppe		

Deltaker

Kandidatnr.: 306

Informasjon fra deltaker

Tittel *:	Utvikling av detaljert hydraulisk simuleringsmodell		
Engelsk tittel *:	Development of detailed hydraulic simulation model		
Navn på veileder *:	Gisle Yngvar Romslo Kleppe (HVL), Jorunn Stueland Nysted (HVL) og Inguald Bårdsen (DuPont)		
Sett hake dersom besvarelsen kan brukes som eksempel i undervisning?:	Ja	Egenerklæring *:	Ja
Jeg bekrefter at jeg har registrert oppgavetittelen på norsk og engelsk i StudentWeb og vet at denne vil stå på vitnemålet mitt *:	Ja	Inneholder besvarelsen konfedensielt materiale?:	Nei

Gruppe

Gruppenavn: (Anonymisert)
Gruppenummer: 3
Andre medlemmer i gruppen: 308, 305

Jeg godkjenner avtalen om publisering av bacheloroppgaven min *

Ja

Er bacheloroppgaven skrevet som del av et større forskningsprosjekt ved HVL? *

Nei

Er bacheloroppgaven skrevet ved bedrift/virksomhet i næringsliv eller offentlig sektor? *

Ja, DuPont

Utvikling av detaljert hydraulisk simuleringsmodell



Bacheloroppgave utført ved Høgskulen på Vestlandet avd.
Haugesund – Ingeniørfag

Studieretning: Maskin, «Prosess- og energiteknikk»

Av: Sindre Tveitaskog Clausen Kandidat: 306
Magnus Nilsen Myhre Kandidat: 305
Ebrahim Mehdi Savari Kandidat: 308

Haugesund

Våren 2020



Høgskulen
på Vestlandet

BACHELORPROSJEKT

Studenten(e)s navn: Sindre Tveitaskog Clausen
Ebrahim Mehdi Savari
Magnus Nilsen Myhre

Linje & studieretning Maskin, Prosess- og energiteknikk

Oppgavens tittel: *Utvikling av detaljert hydraulisk simuleringsmodell av vannsystem hos DuPont.*

Oppgavetekst:

Oppgaven går ut på å beskrive ferskvannsrørsystemet til DuPont, inklusiv prosessobjekter koblet til dette og lage en realistisk hydraulisk modell for helheten og kjøre denne i det profesjonelle simuleringsverktøyet, AFT Fathom 10.

Simuleringen skal identifisere eventuelle «flaskehals» og det skal i så fall fremmes forslag til kapasitetsøkende endringer/tiltak.

Det skal også kjøres sensitivitetssimuleringer på spesifikke tiltak for energioptimalisering og fra disse kjøringene eventuelt identifisere simulert energibesparelse.

Noen viktige deloppgaver:

- Tune inn simuleringsmodell slik at det reflekterer sanntid og live verdier.
- Identifikasjon av flaskehals i vannsystemet
- Adressere og foreslå endringer i vannsystemet for økt kapasitet.
- Kjøre sensitivitetssimuleringer for å se på spesifikke eksempler på energioptimalisering
- Identifisere energibesparelser funnet fra sensitivitetssimuleringer

Endelig oppgave gitt: Lørdag 28. februar 2020

Innleveringsfrist: Torsdag 7.mai 2020 kl. 12.00

Intern veileder: Gisle Yngvar Romslo Kleppe - HVL
Jorunn Stueland Nysted - HVL

Ekstern veileder: Ingvald Bårdsen – DuPont
emailadresse ekstern veileder: Ingvald.bardsen@dupont.com

Godkjent av studieansvarlig:

Dato:

J. C. Lindaker
14/4 - 20

Forord:

Denne hovedoppgaven er et avslutningsprosjekt for en treårig bachelor utdanning innenfor maskiningeniør ved Høgskulen på Vestlandet, Campus Haugesund. Denne oppgaven har et omfang på 20 studiepoeng hvor en skal benytte kunnskap som en har lært gjennom de ulike semestrene. Denne oppgaven baserer seg på kunnskaper fra blant annet «Varme- og strømningslære», «Prosessteknikk 1» og «Prosessteknikk 2»

Oppgaven ble tildelt av DuPont Nutrition & Biosciences. Det var ønsket en optimalisering av rørnett, med fokus på vannlinjene til varmevekslerne og varmpumpe, da dette skal byttes ut innen kort tid.

Denne oppgaven har vært lærerik og interessant på flere måter. Det har vært flere bedriftsbesøk hos DuPont, samt at det å benytte simuleringsprogrammet AFT Fathom kan være relevant senere ved arbeid innenfor prosessindustrien.

Det er også blitt erfart at det ikke alltid er like lett å finne hjelp i lærebøker eller på internett. Men DuPont på Vormedal har hatt mange ansatte som har vært behjelpelige når spørsmål har dukket opp.

Gruppen vil rette en stor takk til:

- Ingvald Bårdsen, ekstern veileder DuPont
- Jorunn Stueland Nysted, intern veileder Høgskulen på Vestlandet
- Gisle Yngvar Romslo Kleppe, intern veileder Høgskulen på Vestlandet

I tillegg vil vi også takke:

- Terje Kolbeinsen, Project Team Leader DuPont
- Kjell Olav, Shift Relief Specialist



Sindre Tveitaskog Clausen,



Magnus Nilsen Myhre,



Ebrahim Mehdi Savari

Sammendrag

Hos DuPont på Vormedal er vannsystemet en viktig del i produksjonen av alginat.

Vannsystemet på fabrikken består av mange forskjellige komponenter og mange meter med rørledninger.

Hovedvannkilden til fabrikken kommer fra Vormedalsvatnet som ligger ikke så langt fra fabrikken. Fra Vormedalsvatnet til buffertank, så skal dette vannet innom ulike komponenter. Fabrikken har ikke en detaljert hydraulisk simuleringsmodell, og dette er noe bedriften ønsker å få laget slik at det blir mulig å finne eventuelle flaskehalsar og gjøre utbedringer med hensyn på energibruk.

Av historikk over anleggets data for trykktap og strømningsrate fra januar 2019 til desember 2019 og mars 2020, er det utarbeidet en hydraulisk modell i AFT, et simuleringsprogram som illustrerer maksimum, minimum og as built case for vannsystemet. Modellene er tunet inn slik at de representerer verdier for de ulike situasjonene. Disse benyttes for å analysere eventuelle flaskehalsar, som om pumpene er underdimensjonerte og eventuelle andre komponenter som kan utbedres for å skape en bedre energioptimalisering.

Basert på resultater fra simuleringen er det undersøkt alternative løsninger som kan forbedre vannsystemet slik at en får en så optimalisert drift som mulig.

Summary

At DuPont in Vormedal the water system is a vital part of their production of alginate. The water system at the factory consist of many different components and many meters of pipelines.

The main water source to the factory comes from “Vormedalsvatnet” which lies not far from the factory. The water will come from the “Vormedalsvatnet” and go to the buffer tank through different components. The factory does not have a detailed hydraulic simulation model, and this is something the company wish to be made so it becomes possible to find eventual bottle necks and do improvements in relation to the use of energy.

From the data history over the plant for pressure loss and flow rate from January 2019 to December 2019 and March 2020, it is compiled a hydraulic model in AFT Fathom, a simulation program that illustrates maximum and minimum, as well as normal case for the water system. The models are tuned so that they represent the values for the different situations. These will be used to analyze potential bottle necks, such as if the pump is undersized and other potential components that can be optimized to create a better energy conservation.

Based on the results from the simulation we have investigated alternative solutions that can improve the water system so that it may run at optimum operation.

Innholdsfortegnelse

FORORD:	I
SAMMENDRAG	I
SUMMARY	II
FIGURLISTE	VI
TABELLISTE	X
ORDLISTE	1
1.INNLEDNING	2
1.1DUPONT	2
1.2 TAREHØSTING	3
1.3ALGINAT	4
1.4 BAKGRUNN	6
1.5 MÅLSETTING FOR OPPGAVEN	6
1.6 AVGRENSNINGER	6
1.7 LØSNINGSMETODE.....	6
2. TEORI	7
2.1 PROSESSANLEGG	7
2.1.1 Vannsystemet	7
2.2 KARTLEGGING	12
2.3 SIMULERING	13
2.4 FOULING/BEGROING.....	14
2.5 HYDRAULISK MOTSTAND	15
3. KRITISKE KOMPONENTER I SYSTEMET	15
3.1 VARMEVEKSLER.....	15
3.1.1 Platevarmeveksler	18
3.1.2 Varmevexslerensing.....	18
3.2 PUMPE.....	21
3.2.1 Sentrifugalpumpe.....	22
3.2.2 Alternative pumpeløsninger.....	24
3.3 FILTER OG SILER.....	26
3.3.1 Strainer/sil.....	26
3.3.2 Alternative filter typer	27
4.METODE	29
4.1 KARTLEGGING AV VANNRØR I FABRIKK	29
4.2 MODELLERING	30

4.3 SIMULERING	33
4.4 SCENARIOER	35
4.4 PROGRAMVARE	36
4.5 LITTERATUR	37
4.6 ERFARINGSOVERFØRING	37
5.RESULTAT	38
5.1 MODELL	38
5.2 SIL	39
5.3 PUMPER	41
5.4 BUFFERTANK & VORMEDALSVATN	54
5.5 RØRLEDNING	55
5.6 VARMEVEKSLERE	58
5.7 INNTUNING AV MODELL	66
5.8 SENSITIVITETSSIMULERINGER	68
6.DISKUSJON	69
6.1 PROBLEMSTILLINGER	69
6.2 GENERALISERING	73
6.3 SAMMENLIGNING MED ANDRE STUDIER	73
6.4 USIKKERHET	73
6.5 KONSEKVENSER AV RESULTAT	74
7. OPTIMALISERING	75
7.1 INNKAPSLING AV RØR	75
7.2 ARMAFLEX	76
7.3 RØRFØRINGER	77
7.4 TRYKKTAP I RØRLEDNINGER	78
8. KONKLUSJON	79
9. VIDERE ARBEID	80
10.BIBLIOGRAFI	81
11. VEDLEGG	I
11.1 VANNPUMPE DIAGRAMMER	I
11.2 RØRDATA	V
11.3 FORMLER OG DIAGRAMMER	VIII
11.4 UTGANGSPUNKTER FOR TRENDLINJER NEDSTRØMS PUMPER	XI
11.5 VARMEVEKSLER KONFIGURASJON OG METODE	XIII
11.6 TRYKK NEDSTRØMS FORBRUKSPUMPE H2	XVII
11.7 VANNPUMPE DATA, TYPISKE VOLUMSTRØMMER	XVIII

11.8 ANTAGELSER OG BAKGRUNNSDATA FOR SILER	XX
11.9 OUTPUT AFT FOR BEREGNING AV TRYKKTAP	XXV
11.10 VALG AV PUMPE VED HJELP AV AFT	XXVI
11.11 SILER SOM ÉN KOMPONENT	XXIX
11.12 MODELL AFT	LVI
11.13 BILDER FRA VANNSYSTEMET	LVIII
11.14 SKISSER	LXIII
11.15 SAMSVARSMATRISE	LXV

Figurliste

Figur 1 Taretrålslede og stortare [2].....	2
Figur 2 Taretråleren "Stortaren" under et trål [3].....	3
Figur 3 Produksjonssteg for alginat [6].....	5
Figur 4 Oversiktskart over stemmen [7]	8
Figur 5 Oversiktskart over vannreservoaret [7]	8
Figur 6 Oversikt over vannlinje fra reservoaret og ned til forgreiningspunkt.....	10
Figur 7 Vannsystem, forenklet	11
Figur 8 Oversikt over de ulike varmevekslerene.....	16
Figur 9 Med- og motstrøms varmeveksler. [13]	17
Figur 10 Prinsippskisse for platevarmeveksler [16].....	18
Figur 11 Spyling av varmevekslere. [18]	19
Figur 12 Motstrøm og medstrøms, Illustrasjon over hvordan tilbakespyling av kjølevannssiden fungerer. [21]	21
Figur 13 funksjonsområde for ulike type pumper. [22]	22
Figur 14 Snitt av en sentrifugalpumpe. [24]	23
Figur 15 Propellpumpe.....	24
Figur 16 Tannhjulpumpe [44]	25
Figur 17 Stemplepumpe. [45].....	25
Figur 18 Strainer i bakken utenfor fabrikken. [28]	26
Figur 19 Sandfilter. [30].....	27
Figur 20 Kullfilter for vannrensing. [32]	28
Figur 21 Oversikt over et trommelfilter. [35]	29
Figur 22 Output vindu, hentet fra AFT	33
Figur 23 Visuell rapport, hentet fra AFT	34
Figur 24 Modell data, hentet fra AFT	34
Figur 25 Pumpe vs. system kurve, hentet fra AFT.....	35
Figur 26 Modell i AFT	38
Figur 27 Oversikt over de tre silene. Hentet fra PI DuPont	39
Figur 28 Prinsippskisse, forsøkt utregnet punkt for punkt	40
Figur 29 Illustrasjon for et referansetrykk.....	43
Figur 30 Trendlinje som viser minimum case.....	44
Figur 31 Trendlinje som viser normal case	45

Figur 32 Trendlinje som viser maks case.....	47
Figur 33 Trendlinje som viser minimum case.....	48
Figur 34 Trendlinje som viser normal case.....	50
Figur 35 Trendlinje som viser maks case.....	52
Figur 36 "Reservoar" funksjon i AFT, vist her er buffertank.....	54
Figur 37 "Reservoar" funksjon i AFT, vist her er Vormedalsvatnet.....	54
Figur 38 Den grå trendlinjen viser minimum case.....	58
Figur 39 Den røde trendlinjen viser normal case.....	59
Figur 40 Den oransje trendlinjen viser maksimum case.....	61
Figur 41 Den grå trendlinjen viser minimum case.....	62
Figur 42 Den røde trendlinjen viser normal case.....	63
Figur 43 Den oransje trendlinjen viser maksimum case.....	65
Figur 44 Systemkurve som representerer virkeligheten.....	66
Figur 45 Resistansekurve til varmeveksler laget etter systemkurve fra målt data i AFT.	66
Figur 46 Det er kun de gule og grønne verdiene som er representative i AFT.....	68
Figur 47 Rørledning 375 fra tak over verksted til lager H2.....	69
Figur 48 Oppbygging av isolasjonssystem på rør. [37].....	75
Figur 49 Isolering ved bruk av Armaflex. [38].....	76
Figur 50 Rørføring. [39].....	77
Figur 51 Vannpumpe H2 mot varmeveksler.....	I
Figur 52 Vannpumpe H2 Forbruk.....	II
Figur 53 Vannpumpe H1 Forbruk og mot varmevekslere.....	III
Figur 54 Vannpumpe H1 Forbruk og mot varmevekslere.....	IV
Figur 55 Piping class sheet BS4N fra DuPont pipe spec.	V
Figur 56 PE-krage PE100 SDR 26.....	VI
Figur 57 Norsok standard, P-001.....	VII
Figur 58 Moody diagram som beskriver Reynolds tall og friksjonsfaktorer i rør [40].....	X
Figur 59 Typiske verdier for trykk nedstrøms forbrukspumpe i H2.....	XVII
Figur 60 På punktform, man ser tydelig hvilket område trykket har ligget på gjennom året	XVII
Figur 61 Over 4000 timer ligger volumstrøm på mellom 80 og 100 m ³ /t.....	XVIII
Figur 62 Oftest ligger volumstrømmen på mellom 140 og 200 m ³ /t.....	XIX
Figur 63 Nokså spredt av verdier.....	XIX

Figur 64 Majoriteten ligger på mellom 200 og 320 m ³ /t.....	XX
Figur 65 Typetall DP Sil 1	XXII
Figur 66 Typetall DP Sil 2	XXIII
Figur 67 Typetall DP Sil 3	XXIII
Figur 68 Trykkfallsdata over siler fra leverandør av identiske type siler som hos DuPont. [41]	XXIV
Figur 69 Output AFT, trykktap over rørlengder	XXV
Figur 70 Suggest pump fra AFT	XXVI
Figur 71 Suggest pump fra AFT	XXVI
Figur 72 Suggest pump fra AFT	XXVII
Figur 73 Valg av pumpe leverandør i AFT	XXVII
Figur 74 Valg av pumpe specs i AFT	XXVIII
Figur 75 Valg av type pumpe foreslått fra AFT.....	XXVIII
Figur 76 DP vs Q sil 1	XXIX
Figur 77 Skisse av sil og pumper inn mot H1 og H2	XXX
Figur 78 P vs Q H1	XXXII
Figur 79 P vs Q H1	XXXV
Figur 80 P vs Q H1	XXXVIII
Figur 81 Utklipp fra AFT	XXXIX
Figur 82 P vs Q H1	XL
Figur 83 P vs Q H2.....	XLII
Figur 84 P vs Q H2.....	XLVII
Figur 85 P vs Q H2.....	XLIX
Figur 86 P vs Q H1	LII
Figur 87 H1 til VP	LIV
Figur 88 H2 til VP	LV
Figur 89 Bilde av simuleringsmodell i AFT, mangler 2 stk bilder grunnet teknisk feil under nedlastning.	LVI
Figur 90 Bilde av simuleringsmodell i AFT	LVI
Figur 91 Bilde av simuleringsmodell i AFT	LVII
Figur 92 Bilde av simuleringsmodell i AFT, mangler 1 stk bilde grunnet tekniske problemer under nedlastning..	LVII
Figur 93 Bilde av rørledning for H1 og H2 over tak og ned mot buffertank	LVIII

Figur 94 Bilde av rørledning H2 ned igjennom tak	LVIII
Figur 95 Rørgjennomføring ned til H2 varmevekslere	LVIII
Figur 96 Slitasje i isoleringen av rør	LVIII
Figur 97 Vekslerplater etter rengjøring	LIX
Figur 98 Vekslerplater etter rengjøring	LIX
Figur 99 Reguleringsventiler til varmeveksler H2	LIX
Figur 100 Varmevekslere H2	LIX
Figur 101 Rørledning ved buffertank	LX
Figur 102 Filter før pumpe H1	LX
Figur 103 Rørledninger inn- og ut av varmevekslere	LX
Figur 104 Volumstrømsmåler til varmeveksler	LXI
Figur 105 Pumpe i H1 mot varmevekslere og forbruk.....	LXI
Figur 106 Knivventil til åpning og stenging for rengjøring av "strainer"	LXI
Figur 107 Silsystem utenfor fabrikkområdet	LXI
Figur 108 Algelager	LXII
Figur 109 Rist ved Stemmen på inntaksledningen til DuPont	LXII
Figur 110 Transport av alger fra båt til algelager.....	LXII

Tabelliste

Tabell 1 ordliste.....	1
Tabell 2 Fordeler og ulemper mellom sjøvann og ferskvann.....	9
Tabell 3 fordeler og ulemper ved en sentrifugalpumpe	23
Tabell 4 vanlige bruksområder for en sentrifugalpumpe	24
Tabell 5 Viser resulterende verdier	41
Tabell 6 Verdier på trendlinjen	44
Tabell 7 AFT beregninger	45
Tabell 8 Verdier på trendlinjen	46
Tabell 9 AFT beregninger	46
Tabell 10 Verdier på trendlinjen	47
Tabell 11 AFT beregninger	48
Tabell 12 Verdier på trendlinjen	49
Tabell 13 AFT beregninger	49
Tabell 14 Verdier på trendlinjen	51
Tabell 15 AFT beregninger	51
Tabell 16 Verdier på trendlinjen	52
Tabell 17 AFT beregninger	53
Tabell 18 Rørdata for Ø150 Stainless steel.....	55
Tabell 19 Rørdata for Ø200 Stainless steel.....	55
Tabell 20 Rørdata for Ø250 Stainless steel.....	56
Tabell 21 Rørdata for Ø300 Stainless steel.....	56
Tabell 22 Rørdata for Ø800 Polyethylene.....	57
Tabell 23 Rørdata for Ø355 Polyethylene.....	57
Tabell 24 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler i H1, minimum case	59
Tabell 25 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler i H1, Normal case.....	60
Tabell 26 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler i H1, maksimum case	61
Tabell 27 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler i H2, minimum case	63
Tabell 28 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler i H2, Normal case.....	64
Tabell 29 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler.....	65
Tabell 30 Forskjellene i trykk nedstrøms pumpe fra AFT og virkelighet.....	66
Tabell 31 Forskjellene i trykk nedstrøms vekslerpumpe, mellom AFT og virkelighet	67
Tabell 32 Forskjellene i trykk nedstrøms vekslerpumpe, mellom AFT og virkelighet	67

Tabell 33 Forskjellene i trykk nedstrøms vekslerpumpe, mellom AFT og virkelighet	67
Tabell 34 Tabell over trykktap per 100 meter	78
Tabell 35 for symboler og definisjoner	IX
Tabell 36 Datapunkter for trendlinje	XI
Tabell 37 Datapunkter for trendlinje	XII
Tabell 38 Antall plater i hver enkelt varmeveksler	XIII
Tabell 39 Data om DP for hver enkelt varmeveksler og total DP, fra leverandør.	XIII
Tabell 40 Data om plater i hver enkelt varmeveksler	XV
Tabell 41 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler	XV
Tabell 42 Verdier i AFT	XXXI
Tabell 43 Trykk i punkt 5	XXXIII
Tabell 44 trykk i punkt 4	XXXIII
Tabell 45 trykk i punkt 3	XXXIV
Tabell 46 Trykk i punkt 5	XXXV
Tabell 47 Trykk i punkt 4	XXXVI
Tabell 48 Trykk i punkt 3	XXXVII
Tabell 49 Trykk i punkt 5	XXXIX
Tabell 50 rykk i punkt 5	XLI
Tabell 51 Trykk i punkt 4	XLI
Tabell 52 Trykk i punkt 3	XLII
Tabell 53 Trykk i punkt 7	XLIII
Tabell 54 Trykk i punkt 6	XLIII
Tabell 55 Trykk i punkt 3	XLIII
Tabell 56 Ut ifra fem forsøk	XLIV
Tabell 57 Første forsøk	XLV
Tabell 58 verdier fra punkt 3 til punkt 6	XLVI
Tabell 59 verdier fra punkt 6 til punkt 7	XLVI
Tabell 60 Verdier fra punkt 2 til punkt 3	XLVIII
Tabell 61 Verdier fra punkt 3 til punkt 6	XLVIII
Tabell 62 Verdier fra punkt 6 til punkt 7	XLIX
Tabell 63 Trykk i punkt 3	L
Tabell 64 Verdier fra punkt 3 til punkt 4	LI
Tabell 65 Verdier fra punkt 4 til punkt 5	LI

Tabell 66 Resultater	LIII
Tabell 67 Samsvarsmatrise.....	LXV

Ordliste

Tabell 1 ordliste

Fagbegrep og forkortelser	Forklaring
AFT Fathom	Simuleringsprogram for væskestrøm
Fittings & Losses	Funksjon i AFT Fathom hvor en spesifiserer ulike trykktap over komponenter
Et skovlhjul	Medløper, er en spadebladlignende del på et løpehjul.
Stortare	Brunalge. Stor forekomst av denne i Norge.
Alginat	Salter av alginatsyre. Blir mye benyttet innenfor medisin.
Biopolymer	Fellesbetegnelse for alle polymere som inngår i bestanddeler i levende organismer.
Reservoar	Opplagingskilde for vann.
Strainer	Filter
Varmeveksler	Innretning som muliggjør varmeoverføring mellom to væsker
Polyetylen	Plasttype
Pigging	En operasjon hvor en benytter et verktøy som blir ført gjennom røret for å fjerne urenheter og belegg på rørets innside.
P&ID	Detaljert diagram innen prosessindustrien, et annet ord for teknisk flytskjema.
Fouling	Beleggdannelse
NPSH	Net positive suction head,
Hapter	Festekrok for stortaren
Backflushing	Tilbakespyling er en måte å rense veksleren på ved å føre inn væske motsatt vei fra normalt
Atm	Atmosfære trykk
Dummy	En selvvalgt verdi

1. Innledning

I innledningen vil det komme frem hva som er bakgrunnen for prosjektet, formålet med forstudiet og hvordan en løser oppgaven. I tillegg vil avgrensinger blir representert. En vil også informere litt om firmaet DuPont og hvilke produkter de leverer til det offentlige markedet.

1.1 Dupont

En av de største fornybare ressursene Norge har er stortare. Dupont Nutrition & Biosciences er ledende i Norge når det kommer til bærekraftig høsting og foredling av stortare. DuPont produserer alginat som blir brukt blant annet i avansert medisin for å redde menneskeliv. Dupont Nutrition & Biosciences er en del av DowDuPont-selskapet. De spesialisere seg på nisjeprodukter, kombinerer inngående kunnskap om mat og ernæring med oppdatert forskning og ekspertkunnskap for å levere merverdi til mat-, drikke-, og kosttilskuddsbransjen.

Helt siden etterkrigstiden har DuPont forsket på å utvikle tang- og tarebaserte produkter for det internasjonale markedet. [1]

Figur 1 viser hvordan en tarehøst foregår ved bruk av en taretråler. Hvordan tarehøsting foregår blir forklart mer under punkt 1.2 Tarehøsting



Figur 1 Taretrålslede og stortare [2]

DuPont Nutrition & Biosciences har produksjonssted to steder i Norge:

Fabrikken på Vormedal

Rett utenfor Haugesund i Karmøy kommune produseres det alginat fra tang. Denne fabrikken blir omtalt som en hjørnesteinsbedrift. Det vil si at denne har stor betydning for stedet der den ligger.

Bedriften har også ansatte som jobber med tarehøsting langs kysten. Den dag i dag investerer DuPont mye penger i å oppgradere og modernisere fabrikken, og den er i høy grad automatisert. [1]

Nova Matrix

Rett utenfor Oslo, i Sandvika finner man Nova Matrix. De tilbyr produkter til bruk innenfor biomedisinske formål basert på alginat og andre biopolymerer. Biopolymer er fellesbetegnelse for alle polymere som inngår i bestanddeler i levende organismer.

Avdeling for teknologi og produktutvikling for alginat finnes også i Sandvika. [1]

1.2 Tarehøsting

For å høste stortare kreves det en flåte av spesialtilpassede fartøy, slik som vist i Figur 2. Disse fartøyene er bemannet med et kompetent personell innenfor dette fagfeltet og høstingen av taren foregår ved at man benytter en tindetrål som DuPont selv har utviklet til dette formålet.



Figur 2 Taretråleren "Stortaren" under et trål [3]

De viktigste hjelpemidlene for å kunne høste taren er et ekkolodd og erfaringer. Den såkalte taretrålsleden som benyttes for høsting av taren har ståltinder og er tre meter bred.

Dette redskapet kan nesten sammenlignes med en helt ordinær bærplukker bare i en større skala og denne vil da sveve over havbunnen.

Tarestilken vil feste seg mellom tindene og hele stortareplanten tas opp, med blad, stilk og hapter, som er roten til selve stortaren. Svinnet av planter som løsner under denne operasjonen er svært begrenset.

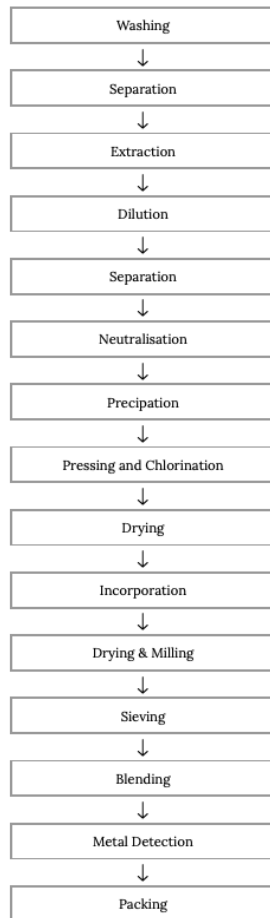
En tråloperasjon varierer fra et halvt- til to minutter og kapasiteten på et slikt hal er på ca. ett tonn.

Etter en slik trål blir taren levert til mottaksstasjoner der den kuttes og lagres for videre transport til alginatfabrikken, som er plassert på Vormedal rett utenfor Haugesund.

Det er streng regulering av tarehøsting som settes av Fiskeridirektoratet. Det er nettopp dem som forteller hvilke felt som det kan høstes tare på. Tiden mellom hver tarehøsting på et spesifikt felt, ligger på rundt fire til fem år. [4]

1.3 Alginat

DuPont på Vormedal driver med produksjon av alginat. Alginat er et produkt som kan brukes til mange forskjellige formål. Noen av dem er blant annet til å lage geleer, avtrykksmateriale for danning av tannproteser og forskning på for eksempel kurering av diabetes innenfor legemiddelindustrien. Det omtales som *“superstoffet fra havet”*. For rent alginat, det vil si ultra rene konsentrasjoner etter fabrikkprosess, er verdien høyere enn gull per masseenheter. [5] Produksjonen av alginat steg for steg er illustrert i Figur 3.



Figur 3 Produksjonssteg for alginat [6]

Det finnes flere typer alginat basert på hvor en befinner seg i verden. I Norge er det stortare som gjelder, dette er også den som er mest etterspurt, spesielt for anvendelse i farmasøytisk industri. [5]

Det er mer enn 600 forskjellige måter å anvende alginat på, men det er 3 hovedbruksområder:

- Farmasi
- Mat
- Industrielle produkter

[5]

1.4 Bakgrunn

DuPont har et vannett som forsyner varmevekslere med både ferskvann og sjøvann som kjølemedium, samt leverer vann til de ulike forbrukslinjene på fabrikken. I årenes løp har fabrikken blitt utbygget samt at det blir benyttet mer forbruksvann enn tidligere, har selve pumpene og vannledningene ikke blitt oppgradert noe særlig gjennom tidene. Fabrikken ønsker å se etter nye metoder for optimalisering av vannsystemet. Dette kan gjøres gjennom mulige oppgraderinger av pumper, varmevekslere, rørledninger og siler. En realistisk simuleringsmodell kan komme til godt nytte her

1.5 Målsetting for oppgaven

Hensikten med denne oppgaven er å gå opp hele vannsystemet, for så å modellere dette. Når dette er gjort kan en starte på simulering av ulike caser, for å finne ut hvor en har flaskehals i tillegg til å finne de komponentene som kan være mer kostnadseffektive enn de som er på fabrikken den dag i dag.

1.6 Avgrensninger

Rapporten har systemgrense fra innløpet til Vormedalsvatnet, og til mediet ankommer buffertanker fra fabrikkene H1 og H2. En ser heller ikke på forbruk etter pumper og sjøvann inn på varmevekslere. Begrensningene er foretatt slik at rapporten ikke blir for omfattende, og at studentene har mulighet for å kunne fullføre oppgaven innenfor tiden som er gitt.

1.7 Løsningsmetode

Det har ikke blitt utført tidligere studie som er relatert til optimalisering av vannsystemet, samt modellering av hele systemet. Oppgaven vil dermed hovedsakelig basere seg på målinger utført av studentene på fabrikkområdet ved gjennomgang av rørledninger, samt bruk av relevant informasjon fra bedriften og de ansatte som arbeider innenfor de respektive områder. Når relevante målinger og innhenting av informasjon er gjort kan en starte på å lage en detaljert hydraulisk modell i AFT Fathom, for så å kjøre ulike caser i en simulering for å teste forskjellige forhold.

2. Teori

Under dette kapitlet skal en gå nærmere inn på hvordan vannsystemet på fabrikken ser ut, og hvordan fordelingen mellom de to fabrikkene er. En skal gå nærmere inn på simuleringsfasen og bruken av AFT Fathom programmet hvor en kjører simuleringen. En skal også gå innom hvordan begroing og hydraulisk motstand påvirker vannsystemet. Og til slutt skal en se på eventuelle problemstillinger.

2.1 Prosessanlegg

Det er et stort prosessanlegg hos bedriften. Systemet består av forskjellige komponenter som hver bidrar med sin oppgave. Det er ønskelig at anlegget skal fungere optimalt og så effektivt som mulig. Anlegget er ca. 60 år gammelt, og en del elementer og rørseksjoner har forfalt noe. Dette innebærer stort sett rust og beleggdannelse. Det er potensiale for utbedringer i forhold til pumper, rør og siler. Her er det prosjekter som er satt i gang, og det planlegges noen utskiftninger.

For å utnytte prosessanleggets potensiale når det gjelder energibruk, er det viktig at komponenter involvert passer og fungerer godt sammen. Dette er ofte krevende å få til, da det er mange faktorer som spiller inn, blant annet trykkforskjell over komponenter, strømningsmodeller, temperaturer med mer. Det er nemlig mange uavhengige variabler å ta hensyn til.

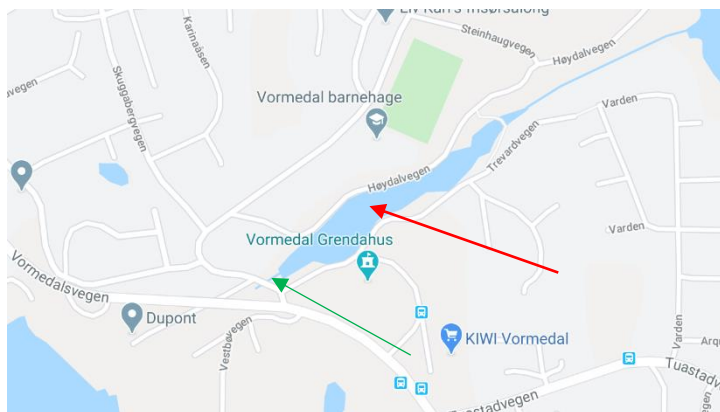
Når det gjelder prosessering av alginat, kreves det energioverføring fra prosessmediet. I forbindelse med dette, brukes enten ferskvann eller sjøvann til kjøling av prosessvæske. Temperaturen det kreves at nedkjølingsmediet har er rundt 5-8 grader celsius.

2.1.1 Vannsystemet

Vannsystemet hos DuPont på Vormedal består i all hovedsak av ferskvann, men det blir også benyttet sjøvann ved spesielle anledninger. Når temperaturen på ferskvannet blir for høy reduseres egenskapene til varmevekslerne, da blir det benyttet sjøvann inn på vekslerne, siden dette holder en lavere temperatur. Grunnen til dette er at ferskvannskilden som benyttes har en dybde på ca. 2-3 m og størrelsen er ikke spesielt stor i forhold til sjøvannet samt at sjøvannet sirkulerer kontinuerlig.

Fra Figur 4 ses det at «Stemmen» (markert med rød pil), hvor innløpet til vannsystemet (markert med grønn pil) ikke er spesielt stort.

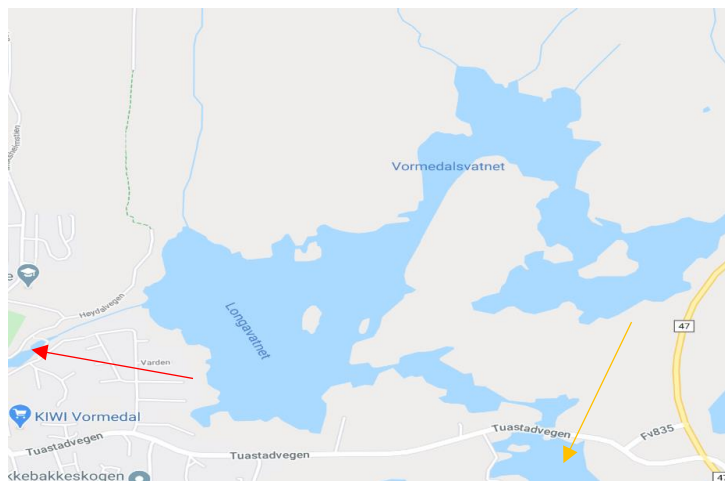
Det kan også ses at dette reservoaret har et innløp fra Longavatnet (Oppe til høyre) som er betydelig større og som igjen kommer fra Vormedalsvatnet og Tuastadvatnet.



Figur 4 Oversiktskart over stemmen [7]

Vormedalsvatnet som er hovedkilden til vannforbruket på DuPont, ligger i Karmøy kommune.

I Figur 5 nedenfor ser man vannkilden til fabrikken, der Tuastadvatnet, markert med oransje pil kobles til Vormedalsvatnet. Rød pil viser «Stemmen» hvor inntaksledningen til fabrikken starter.



Figur 5 Oversiktskart over vannreservoaret [7]

Vannreservoaret ligger ca. 25 meter over midlere havnivå. [7]

Vannkvaliteten på vannet er viktig. Mindre urenheter i vannet fører til mindre vedlikehold og vasking av utstyr. Dette gjør at systemet kan kjøre kontinuerlig uten driftsstans. Hvis det blir for mye partikler/urenheter i systemet kan det påvirke produksjonen. Spesielt utsatt her er varmevekslerne, da platene inni er følsom for beleggdannelse og som kan føre til at effektiviteten til vekslerne synker. Slik som systemet er nå må vekslerene tas ut av drift og vaskes i løpet av en 6-ukers periode, som vil si at i løpet av 6 uker så er alle vekslerne tatt ut av drift og rengjort.

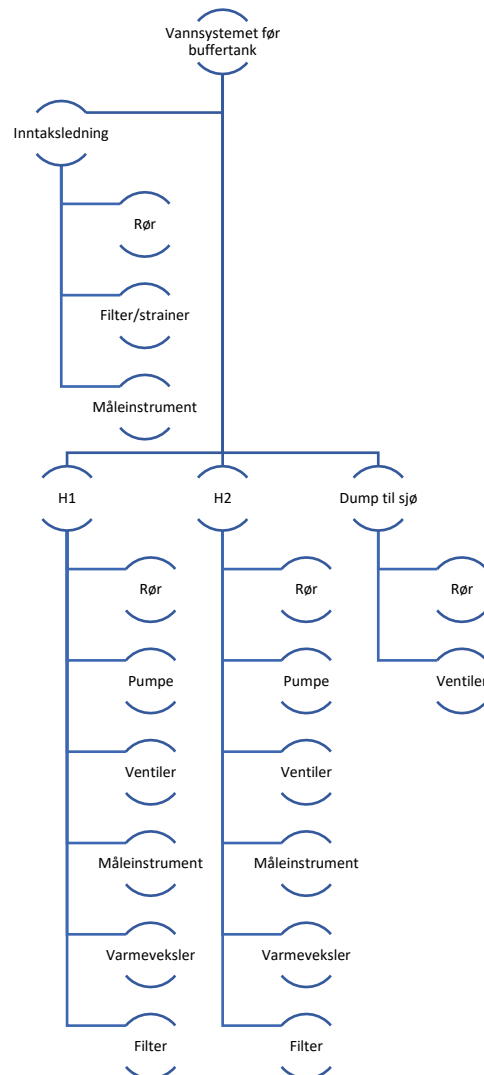
Et annet viktig ansvar som DuPont har, er å regulere vannstanden til Stemmen, slik at en holder vannstanden i sjakk for å unngå at det flommer over.

Fordeler og ulemper ved bruk av ferskvann eller sjøvann er listet opp i Tabell 2 nedenfor.

Tabell 2 Fordeler og ulemper mellom sjøvann og ferskvann

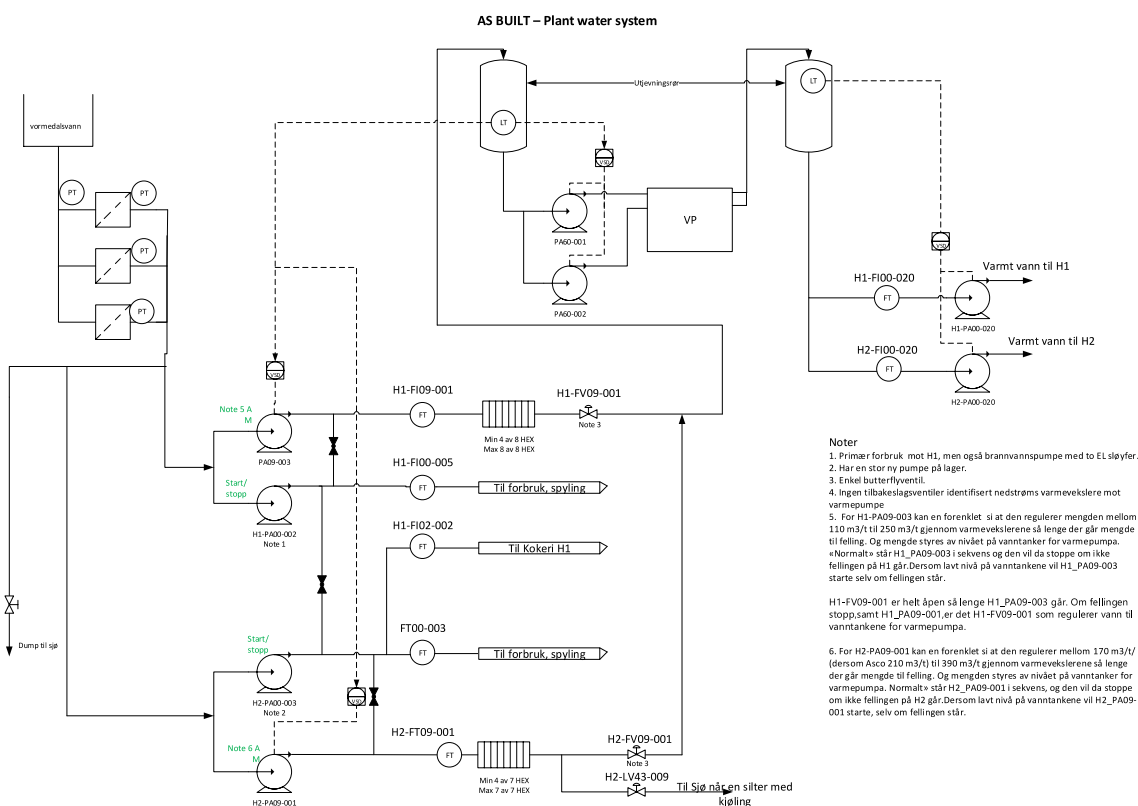
Sjøvann		Ferskvann	
<u>Fordeler:</u>	<u>Ulemper:</u>	<u>Fordeler:</u>	<u>Ulemper:</u>
Holder en lavere temperatur på sommeren	Korrosivt miljø	Ikke korrosivt miljø	Holder en høyere temperatur på sommeren
	Strømledende	Mindre algedannelse	
	Høy algedannelse	Ikke ledende	

Illustrasjon av hvordan vannlinjen forgrener seg er vist i en systemarkitektur i Figur 6.



Figur 6 Oversikt over vannlinje fra reservoaret og ned til forgreiningpunkt

Figur 7 viser en komplett og god oversikt hvordan «as built» systemet på fabrikken ser ut. Denne figuren tar for seg systemet fra inntaket til Vormedalsvatnet og helt til pumper etter buffertank.



Figur 7 Vannsystem, forenklet

I produksjonen av alginat har fabrikken på Vormedal to produksjonsavdelinger, H1 og H2. Etter at stortaren er høstet, fraktes den til land ved hjelp av båt. Når den ankommer fabrikken på Vormedal blir den tørket, i spesiallagde rom for dette formålet. Den blir så delt opp i to deler, en del går til H1 mens den andre delen går til H2. H1 produserer alginat fra bladene, mens H2 produserer alginat fra stilken.

Rørledningen fra Vormedalsvatnet og ned til forgreiningspunktet mellom fabrikkområdet H1, fabrikkområdet H2 og dump til sjø består av Polyetylen. Rørene går så videre fra forgreiningspunktet og til de områdene som er nevnt ovenfor. Disse rørene består av rustfritt stål (SS) og karbon stål (CS).

Røret som går fra Vormedalsvatnet har blitt byttet og er av nyere dato, og det vil derfor være betraktelig mindre begroing i dette røret enn i de som er av karbon- og rustfritt stål. Dette vil

ha en innvirkning på trykk- og friksjonstap i røret, og dette må tas hensyn til i modellen som er laget i AFT Fathom.

2.1.1.1 Nåværende tilstand

DuPont vil ikke utføre pigging av røret da dette kan skade eksisterende rør. Pigging er en operasjon som utføres for å rengjøre innsiden av rørsystemet. Dette redskapet blir ført igjennom systemet drevet av trykk i selve rørledningen. Når piggingen er ferdig, blir den da tatt opp i en egnet sluse i enden av en rørledning. Grunnen til at man ikke utfører pigging på fabrikken er at mange av rørene er i så dårlig forfatning at mange av rørene som ligger under bakken ruster og lekker. Denne prosessen kan i verste fall resultere i enda mer ødelagte og skadde rør slik at produksjonen stopper opp.

I og med at deler av rørsystemet er i noe dårlig forfatning, bør dette utbedres for å unngå stans.

En annen ting er begroing i rørsystemene. For noen år tilbake tok noen ansatte hos DuPont og så på begroing i rørsystemene. Dette ble utført ved at man kuttet av en liten seksjon av en rørlengde og de fant da ut at indre diameter hadde blitt redusert med ca. 40 mm fra et utgangspunkt på 319,3 mm. Da diameteren er redusert grunnet scaling er ikke væsken lenger i kontakt med rørmaterialet og den absolutte ruheten er derfor forandret. Konsekvensen av dette er mer friksjon og energitap.

2.2 kartlegging

En stor del av denne oppgaven tar for seg kartlegging av rørnettverket til vannsystemet fra Vormedalsvatnet.

Med kartlegging menes det å skissere opp og måle viktige data om de forskjellige rørseksjoner. I forbindelse med kartlegging har bedriften en egen database som inneholder kart over de ulike rørlinjer over hele fabrikken, såkalt «P&ID». En kan da bruke dette som utgangspunkt, og systematisk jobbe seg gjennom hele det aktuelle systemet.

Kritiske fysiske data som er viktige under kartleggingen:

- Indre og ytre diameter til rør
- Materiale
- Lengde
- Geometriske former som endrer strømningsmønster som 45° bend, 90° bend, T-gren, ventiler, ekspansjonsbelger,
- Elevation
- Prosessselementer som pumpe, siler, vekslere og filtre.

Kritiske tilstandsdata:

- Trykkforskjeller over komponenter og systemer
- Temperatur til vann og prosessmediet
- Volumstrøm
- Effekt
- Tetthetsforskjeller

Fokusområder

At det kun skulle kartlegges ferskvannsystemet, gjorde kartleggingen av rørsystemet betraktelig enklere enn om det hadde vært hele rørsystemet på anlegget som skulle kartlegges. Hovedsakelig ble det kartlagt fra Vormedalsvatnet til fabrikkene H1 og H2. Da var fokusområdet satt rundt produksjonslinjer og ikke forbrukslinjer, som også er en relativt stor del av rørsystemet. Forbrukslinjer er forsyningsrør med vann til ulike komponenter som behøver vann, f.eks. en spyleslange. Dette utgjør en stor del av hele rørsystemet, men det går normalt ikke så mye vann til disse seksjonene sammenlignet med til produksjonslinjene.

2.3 Simulering

Simulering går i hovedsak ut på å danne en modell som er så realistisk som mulig slik at en kan få et grunnlag for forutsigelser, og at man kan optimalisere og forbedre den delen av systemet det gjelder. Det kan også utføres sensitivitetsberegninger ved å se på ulike konsekvenser ved å innføre ulike betingelser og inputs.

En simulering kan gi et godt bilde på i hvilken økonomisk grad et prosjekt kan resultere i. Man finner gjerne en optimal løsning med nøye utvalgte komponenter som passer til et system basert på simulering.

2.4 Fouling/Begroing

Begroing er et uønsket fenomen i sammenheng med varmeoverføring og varmevekslere. I de fleste varmevekslere er det ikke til å unngå at det dannes belegg av en eller annen sort fra strømningsmediet. I de fleste tilfeller dannes det en hinne av skit på varmevekslerflaten, noe som resulterer i lavere grad av varmeoverføring. Effektivitet reduseres, og trykkfallkarakteristikkene endres. [8]

Videre introduseres et par typer for begroing:

- Scaling
- Biologisk vekst
- Korrosjon

Scaling

Scaling er en type begroing forårsaket av uorganiske salter i vannsirkulasjonen i varmeveksleren. Det øker trykkfallet og isolerer varmevekslerflaten og hindrer dermed optimal varmeoverføring. Det oppstår ved høye temperaturer, eller hvis det er lav strømningshastighet og ved ujevn fordeling av væske i passasjer og på vekslerflate. [8]

Biologisk vekst

Biologisk vekst skyldes faste stoffer som gjørme, silt (finkornet jordart), sand eller andre partikler i varmeoverføringsmediet. Viktige faktorer som påvirker biologisk vekst er hastighet, fordeling av strøm, ruhet på overflaten og størrelsen på partiklene.

Biologisk vekst oppstår på innsiden av rør, da strømmingen er størst i midten av rør. I yttersidene av strømmingen er det laminær strømming og vannpartikler står nærmest i ro, og siden strømmingen er minst her vil det oppstå utfelling og oppsamling av biologisk vekst over tid. [8]

Korrosjon

Korrosjon er en annen type for begroing. Det tilførte laget med korrosjon på innside av rør, eller på varmevekslere vil redusere varmeoverføringseffektiviteten. Korrosjonsgraden avhenger av vannkvaliteten. [8]

2.5 Hydraulisk motstand

Prosessanlegg hvor det er friksjon mellom mediet og rørveggen vil det alltid være tap av energi. Det vil også bli energitap der strømmen passerer ventiler, filtre, pumper, bend og forgreininger. Slike tap vil påvirke hele det hydrauliske systemet og prosessanlegget. Hvis man prosjekterer et godt hydraulisk system, kan man spare mye energi på dette. [9]

3. Kritiske komponenter i systemet

Dette kapitlet tar for seg de komponentene som inngår i vannsystemet til DuPont.

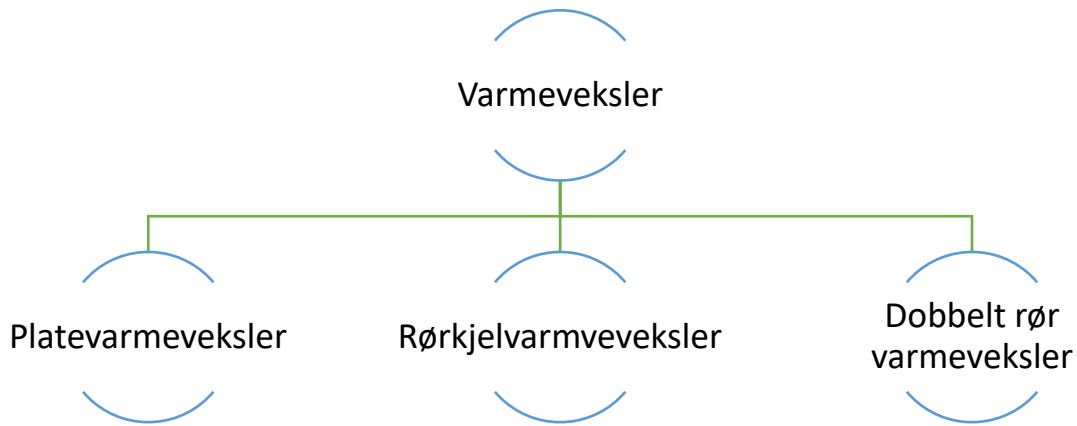
3.1 Varmeveksler

En varmeveksler er en innretning/enhet som overfører varme fra varm- til kald side. Dette er et system som blir benyttet blant annet i kjøleskap, varmepumper, radiator på biler, og andre varmesystemer. [10]

Varmeveksler er en innretning som muliggjør varmeoverføring mellom forskjellige stoffer som gasser, væsker og faste stoffer som har ulike temperaturer.

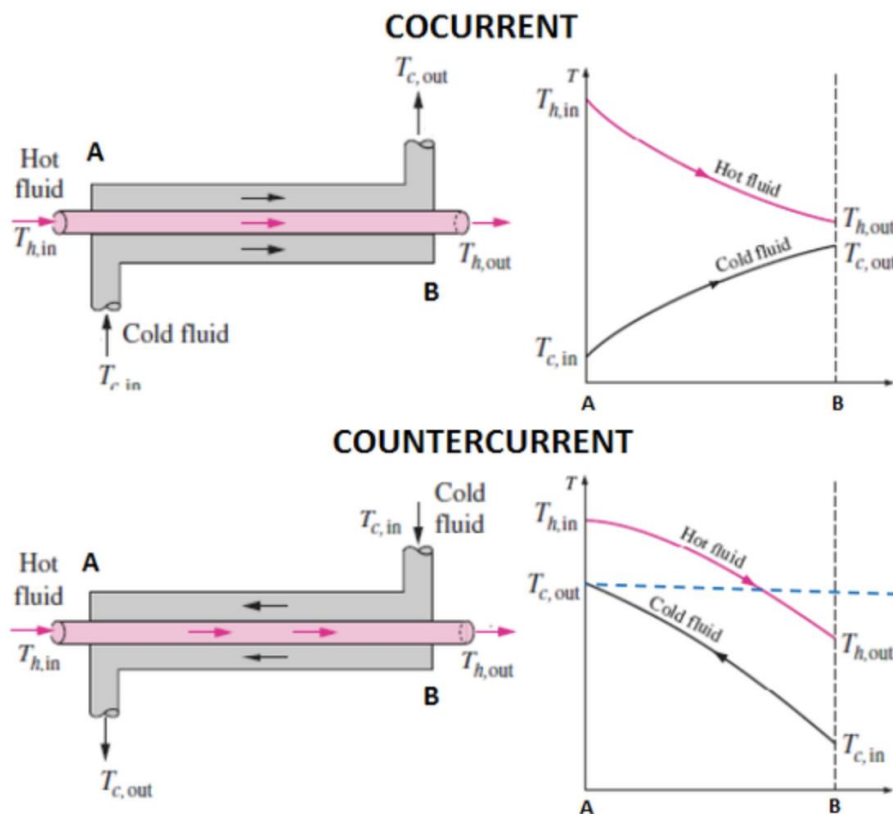
Varmeoverføringen skjer ved at man leder den ene strømmen gjennom ett eller flere parallelle rør som omstrømmes av den andre på langs- eller tvers. For å få en god varmeovergang bør strømmen være så rask som mulig slik at man oppnår en turbulent strømning, dette motvirker beleggdannelse i vekslerene. Dette gjøres ved at man øker hastigheten på strømmen. [11]

De ulike typene en har innenfor varmevekslere er illustrert i Figur 8.



Figur 8 Oversikt over de ulike varmevekslerene

Det finnes ulike prinsipper for hvordan strømmen er i kontakt med hverandre i en varmeveksler, men det er kun to hovedprinsipper som her tas for seg. Disse er med- eller motstrøm. [12]



Figur 9 Med- og motstrøms varmeveksler. [13]

I en motstrømsveksler (Countercurrent), vist i Figur 9 så entrer mediet på hver sin side av veksleren og strømmer så mot hverandre. Dette er den beste veksleren med tanke på at temperaturforskjellen vil være størst ved denne innretningen i forhold til en medstrøms veksler.

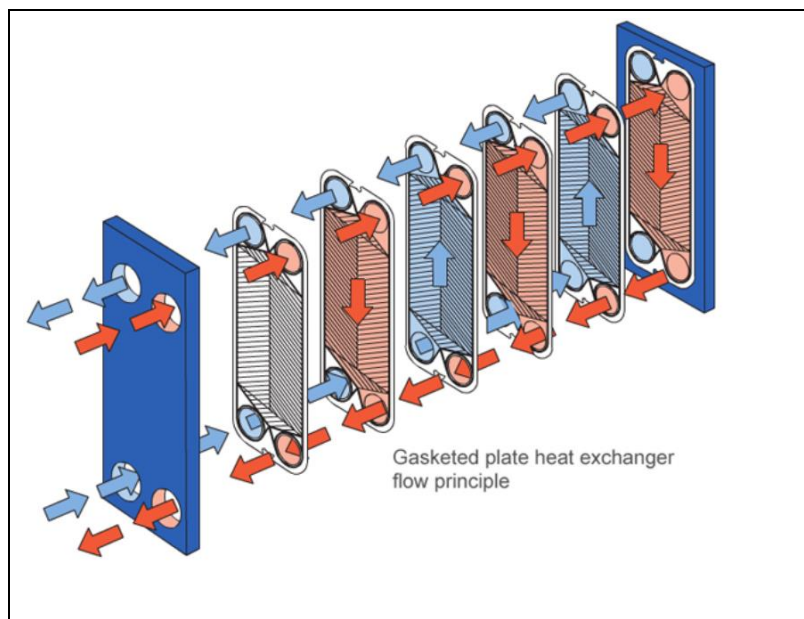
Mens i en medstrømsveksler (Cocurrent), vist i Figur 9 så entrer mediet på samme side og har utløp på samme side. [14]

Det skal videre fokuseres kun på platevarmeveksler fordi dette er den eneste typen som anvendes hos DuPont i Vormedal.

3.1.1 Platevarmeveksler

En platevarmeveksler består av mange plater som er presset mot hverandre, slik som vist i Figur 10. På denne måten kan en overføre energi fra varm side til kald side.

I denne type veksler så strømmer varmt medium på den ene siden av veksleren, mens det kalde mediet strømmer på den andre siden. Strømmen kan være med- eller motstrøm, slik som varmevekslerne nevnt over, kun med den forskjellen at her har man plater istedenfor rør. [15]



Figur 10 Prinsippskisse for platevarmeveksler [16]

3.1.2 Varmevekslerensing

Daglig rensing av varmeveksler og vedlikehold er en viktig prosess hos DuPont, og dette arbeidet er nødvendig å utføre på grunn av beleggdannelse i varmeveksler. Dette fører til dårligere varmeoverføring som igjen fører til energitap for fabrikken. Det er viktig å skille mellom forskjellige typer og grader av vedlikehold og rensing for varmevekslere. Det kan være kjemisk metode eller fysiske metode. Den fysiske metoden er den minst kostnadseffektive metoden og tar lengst tid å gjennomføre.

Det beste er å unngå fysisk metode, så langt det lar seg gjøre.

3.1.2.1 Fysisk rengjøring

Dette er den metoden som blir benyttet under rengjøring av varmevekslerne hos DuPont, og som er den minst tidseffektive metoden. For å gjøre denne prosessen mer tidseffektiv så anbefales det å benytte tilbakespyling.

Ved fysisk rengjøring blir det brukt vanntrykk for å rengjøre varmevekslerne. Ved å benytte denne metoden trenger man ikke å bruke mye fysisk kraft for å rengjøre selve platene.

En ulempe ved denne metoden er at man må demontere selve plateveksleren, og dette arbeidet er svært tidkrevende. Grunnen til at dette er tidkrevende er at en varmeveksler består av henholdsvis 272 eller 323 plater som må tas fra hverandre for å kunne rengjøre overflatene på hver enkelt plate. Og når dette er gjort må den så settes sammen igjen, og helst unngå vridninger i platene under montering. Hvis det blir en liten vridning når man skal stramme til skruene under montering, kan dette føre til lekkasjer, og i verstefall ødelegge utstyret/platene. Det finnes mange typer høytrykksspylere som kan benytte til å utføre dette arbeidet. En høytrykksspyler har jevn og kontinuerlig strøm av vann med høyt trykk som kan fjerne og løse alt belegg og urenheter i varmevekslere. En kan benytte kaldt eller varmt vann i en høytrykksspyler, men varmt vann er det beste man kan bruke til å fjerne urenheter i slike vekslere. [17]

Figur 11 viser en fagperson som spylar en plate i en varmeveksler.



Figur 11 Spyling av varmevekslere. [18]

3.1.2.2 CIP-rensingsmetode

CIP-maskiner (Cleaning In Place) består i all hovedsak av pumper, varmeelement og filtreringstanker.

Gjennom denne metoden kan en fjerne alle typer belegg og urenheter som dannes på varmevekslerne. Her benyttes kjemikaler som er optimalisert for formålet.

Rengjøring utføres uten å demontere selve platevarmevekslerne, dette betyr at en kan spare mye tid, energi og det er betraktelig mer kostnadseffektivt. [19]

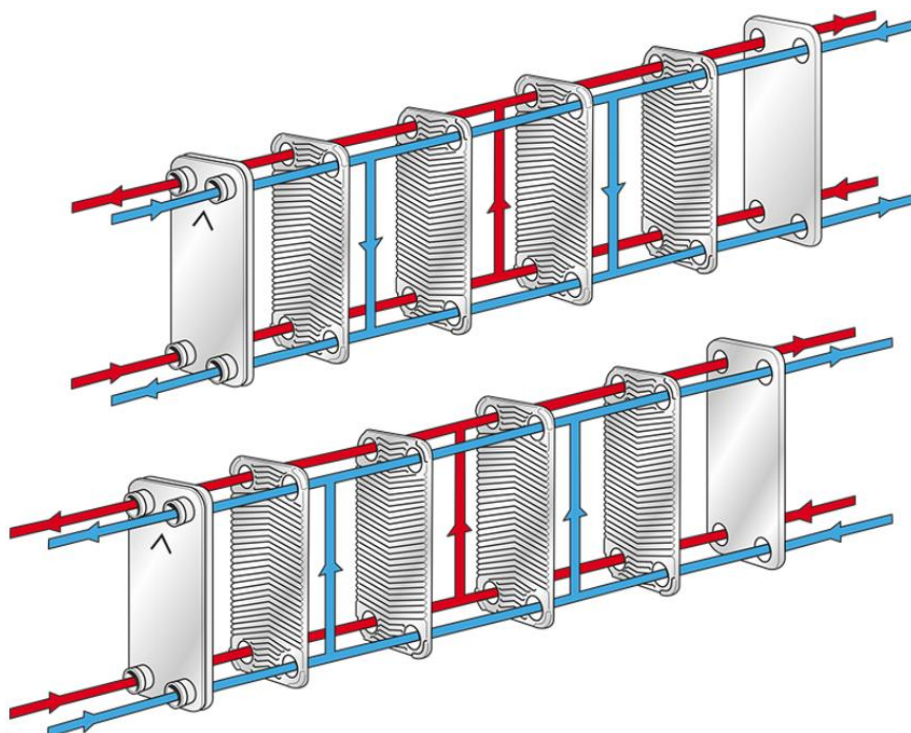
Det finnes mange levelandører på markedet som leverer såkalte CIP-systemer. Systemet er enten mobilt eller stasjonært og som alltid er tilkoblet og styrt elektronisk. Dette systemet kan være en god mulighet for bedriften å benytte enten i form av tilbakespyling-, kjemisk vasking- eller en kombinasjon av begge disse metodene. [20]

Backflushing

Tilbakespyling er en måte å rense veksleren på ved å føre inn væske motsatt vei fra normalt.

Se Figur 12 hvordan retningen på tilbakespylingen er i forhold til strømmingen.

Man får ut mye akkumulert belegg ved gjennomføring av denne metoden. Vanligvis må det kobles en pumpe til kjølesystem gjennom tilbakespylingsventil i rørene for å kunne føre strømming i motsatt retning. For å få godt resultat og oppnå en effektiv tilbakespyling, må en ifølge Pål Ørke [20], få en turbulent volumstrøm slik at det dras med seg ut partikler og belegg av varmeveksler.



Figur 12 Motstrøm og medstrøms, Illustrasjon over hvordan tilbakespyling av kjølevannssiden fungerer. [21]

Kjemisk vasking

Kjemisk rensingsmetode handler om å bruke kjemiske løsninger for å minimere begroing og tetting av varmevekslere. Dette alternativet motvirker begroing, tetting og beleggdannelse som forurensrer varmevekslerne. [20]

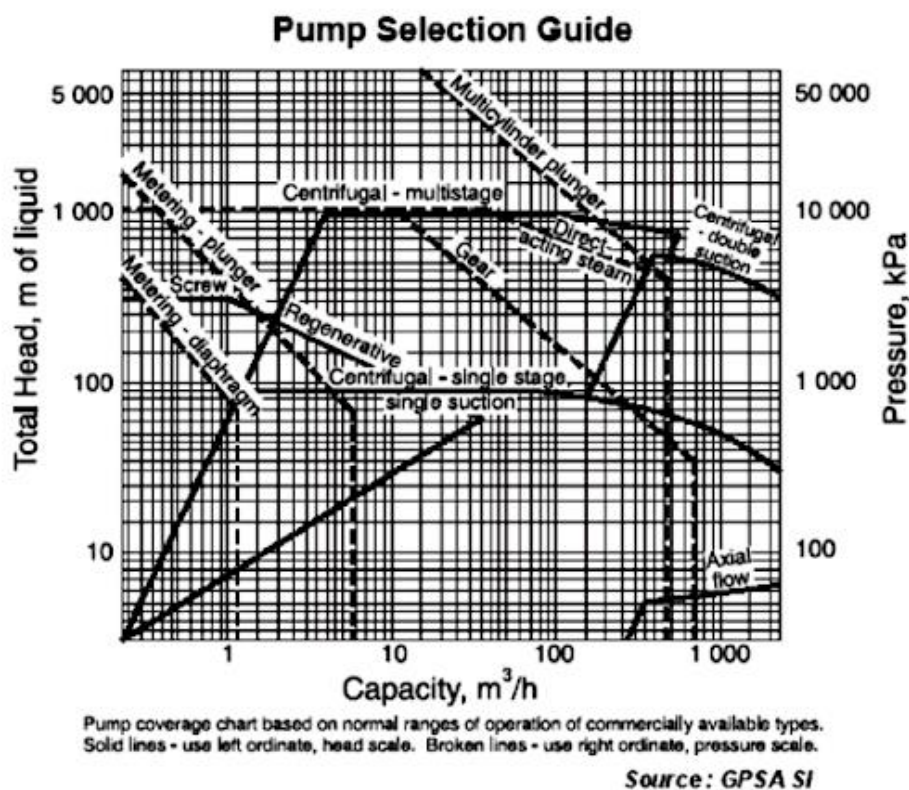
Prosessen er kontinuerlig og uten brudd, hvor injeksjon av anti-begroingskjemikalier foregår. Tilsetning av kjemikalier skjer bare ved behov. Kjemikalier som anvendes i rensing av vekslere er basert på hvilket materialet som er benyttet i selve platene i veksleren, slik at disse ikke tæres av de kjemikaliene som benyttes i prosessen..

Platene som brukes i varmevekslerene hos DuPont er laget av rustfritt stål. Det må ikke brukes saltsyre på rustfrie stålplater fordi platene vil bli påvirket og skadet og må derfor byttes. [20]

3.2 Pumpe

En pumpe er en mekanisk maskin som øker trykknivået for forskjellige type væsker og blir benyttet for å transportere ulike væsker. Tilsvarende finnes forskjellige type pumper tilpasset ulike væsker, volumstrømmer og trykkehøyder.

Ved hjelp av
Figur 13 kan en velge ulike pumper med hensyn på volumstrøm og total løftehøyde som
passer til de ulike oppgavene en skal benytte en pumpe for.



Figur 13 funksjonsområde for ulike type pumper. [22]

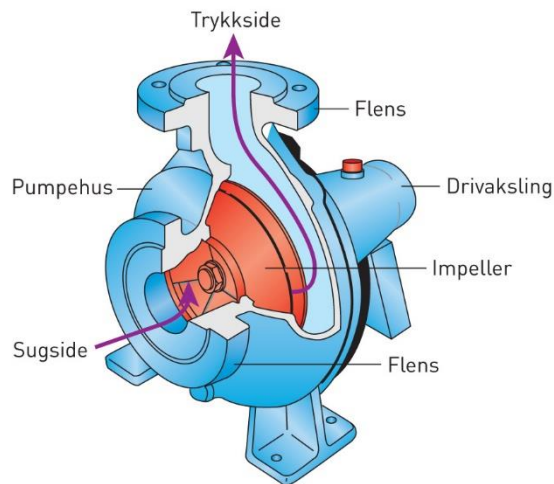
3.2.1 Sentrifugalpumpe

Sentrifugalpumpe, vist i Figur 14 er det som anvendes mest innenfor prosessindustrien. Denne type pumpe brukes mye til væsketransport i industrier.

Denne typen pumper er benyttet i daglig drift hos DuPont.

Sentrifugalpumper har et roterende hjul med skovler som er montert i pumpehuset for å skape trykk. Pumpehuset er et lukket område. Hjulet er koblet til en aksel for å få rotasjonsbevegelse. Akselen er koblet til en motor og roterer derfor når motoren startes. Medier blir først tilført i hjulets sentrale innløpsparti, så blir medier transportert ved periferien med høy hastighet og trykk.

Under høytrykksnivå kreves det at flere sentrifugalpumper seriekobles slik at man får mange skovlhjul på samme akse. [23]



Figur 14 Snitt av en sentrifugalpumpe. [24]

Tabell 3 viser fordeler og ulemper ved valg av en sentrifugalpumpe.

Tabell 3 fordeler og ulemper ved en sentrifugalpumpe

Fordeler	Ulemper
Billig	Mye vedlikehold.
Kan kobles til høytrykkpumpe.	lav driftssikkerhet.
Store væskemengder ved lav og middels løftehøyde.	Spesialmotor.
	Høyt energiforbruk.
	Akseltetting
	Størrelse

Tabell 4 viser de vanligste bruksområdene for en sentrifugalpumpe.

Tabell 4 vanlige bruksområder for en sentrifugalpumpe

Vanligste bruksområder:
Vann og avløp
Sjøvann
Hydrokarboner og kjemikalier
Næringsmidler

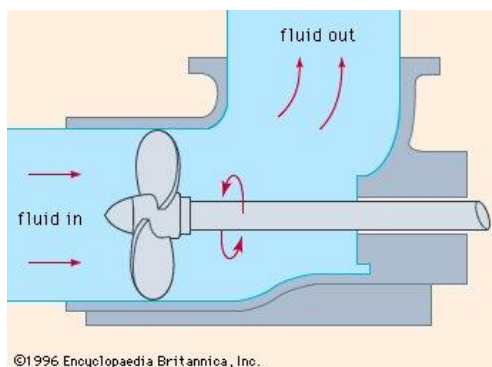
3.2.2 Alternative pumpeløsninger

Nedenfor lister en opp alternative pumpeløsninger til fremtidige prosjekter som DuPont kan benyttes seg av om en ikke velger sentrifugalpumpe. Fordeler og ulemper til disse pumpene blir ikke listet opp her, da sentrifugalpumpen regnes som den mest aktuelle.

3.2.2.1 Propellpumpe

Et annet ord for en propellpumpe, slik som vist i Figur 15 er aksialpumpe, denne benyttes vanligvis når det er snakk om store væskemengder og lave trykkhøyder. Væskestrømmen flytter seg aksialt gjennom propellen og trykkhøyden fremkalles da delvis i hjulet. Denne typen Pumpe blir anvendt innenfor vannforsyninger.

Denne pumpen fungerer ved at man benytter vannets treghet slik at man skyver propellen som er inne i et slags rørkammer. Denne pumpen bruker mindre energi for å forflytte væsker sammenlignet med sentrifugalpumpe. [23]



Figur 15 Propellpumpe

3.2.2.2 Impulspumpe

Impulspumper brukes i prosesser som har stor trykkehøyde med liten volumstrøm. På begge sider av denne pumpen er det skovler. Trykkøkning i væskestrømmen skjer alltid på grunn rotasjonsstrømmer. [23]

3.2.2.3 Fortrengingspumpe

Fortrengningspumper brukes når er det lav volumstrøm og stor trykkehøyde. Det finnes ulike typer fortrengningspumper, noen viktige er tannhjulpumpe og stempelpumpe. [25]

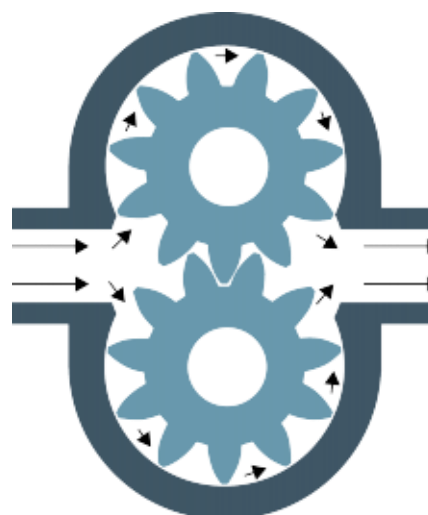
Tannhjulpumpe

En illustrasjon av hvordan en tannhjulpumpe ser ut er vist i Figur 16.

Vanligste områder som tannhjulpumper brukes i er:

- Sirkulasjonspumpe
- Oljepumpe
- Spylepumpe
- Transferpumpe

[26]

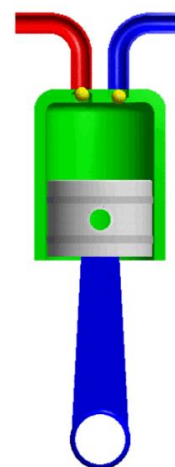


Figur 16 Tannhjulpumpe [44]

Stempel pumpe

Den enkleste typen av fortrengningspumper er en stempelpumpe, slik som vist i Figur 17, som består av sylinder, stempel, innløps- og utløpsventiler.

Når stempel beveger seg ned, øker volumet og trykket reduseres slik at væsken suges inn gjennom innløpsventilen. Dette fører til at stempelet beveger seg inn i sylinder og da vil volumet bli mindre slik at trykket øker og væsken blir presset opp gjennom utløpsventilen. [25]



Figur 17 Stempelpumpe. [45]

3.3 Filter og siler

Filteret sin oppgave er å skille ut faste partikler fra filtratet. Dette gjøres ved at man fører en væske igjennom et filter der filtermediet som oftest består av en duk eller et partikkelsjikt holder de faste partiklene tilbake, mens filtratet slipper gjennom.

Som filtermedium benyttes bomullsduk, ull og syntetiske fiber. Eneste vedlikehold på et filter er at man regelmessig må fjerne en såkalt filterkake, som man finner på den skitne siden av filteret, der hvor vannet løper inn på filteret. [27]

En sil kan betegnes som et grov filter for å fjerne store og uønskede partikler for å spare filtre og pumper for skader.

De ulike filtrene man benytter for å skille ut partikler fra filtratet er:

- Strainer/sil
- Sandfilter
- Kullfilter
- Trommelfilter

3.3.1 Strainer/sil

Screen/sil er et slags grovfilter som blir benyttet for å fjerne grove, men ikke de fineste partiklene. Dette blir brukt for å spare de finere filtrene slik at man unngår at disse tettes for fort på grunn av at store partikler stopper gjennomstrømningen i filteret samt at i verste fall kan disse partiklene skade filteret.

En strainer/sil som brukes i vannsystemet hos DuPont er vist i Figur 18.



Figur 18 Strainer i bakken utenfor fabrikken. [28]

3.3.2 Alternative filter typer

Nedenfor lister en opp mulige filter typer som en kan benytte ved fremtidige utskiftninger/oppgraderinger hos DuPont.

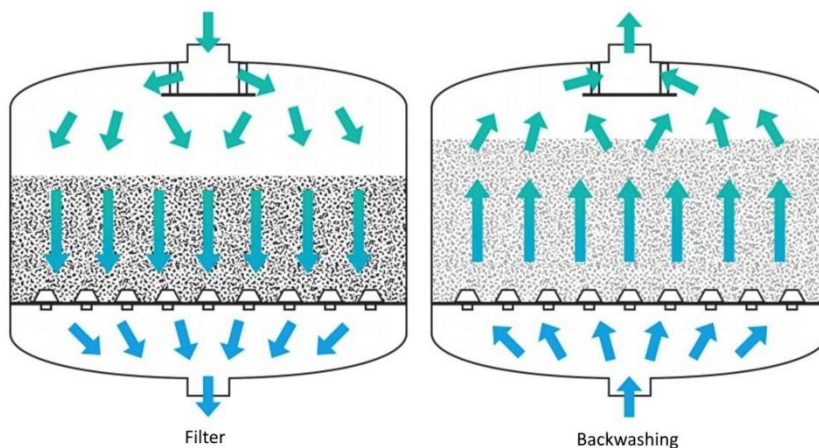
3.3.2.1 Sandfilter

Sandfilter er den typen filter som blir anvendt innenfor vannrensing av drikkevann i vannverk, finrensing av vann i næringsmiddelindustrien og på brusfabrikker, samt innenfor kloakkrensing.

Dette filteret består i hovedsak av sandkorn, både fine og grove korn. De tyngre og grove kornene vil ligge på bunn, mens de mindre og lettere kornene vil ligge på topp og fungere som et filtreringslag og fjerne partikler som er større enn selve sandkornene slik at man får et så rent produkt som mulig etter endt filtrering.

Måten man gjør vedlikehold på disse er å spyle nedenfra og opp slik at alle uønskede partikler som ligger blant sandkornene blir tappet av på toppen, mens sandkornene så faller tilbake til sine respektive plasser i filteret etter endt rengjøring. [29]

Et sandfilter er vist i Figur 19.



Figur 19 Sandfilter. [30]

3.3.2.2 Kullfilter

Kullfilter fremstilles ved at man forkuller tekstiler av organiske fibre. Det aktive kullet har en porestruktur som gir filteret en meget god og stor absorberende overflate. Ved filtrering av vann er dette spesielt bra til å fjerne skadelige kjemiske midler. [31]

Et eventuelt kullfilter er vist i Figur 20.



Figur 20 Kullfilter for vannrensing. [32]

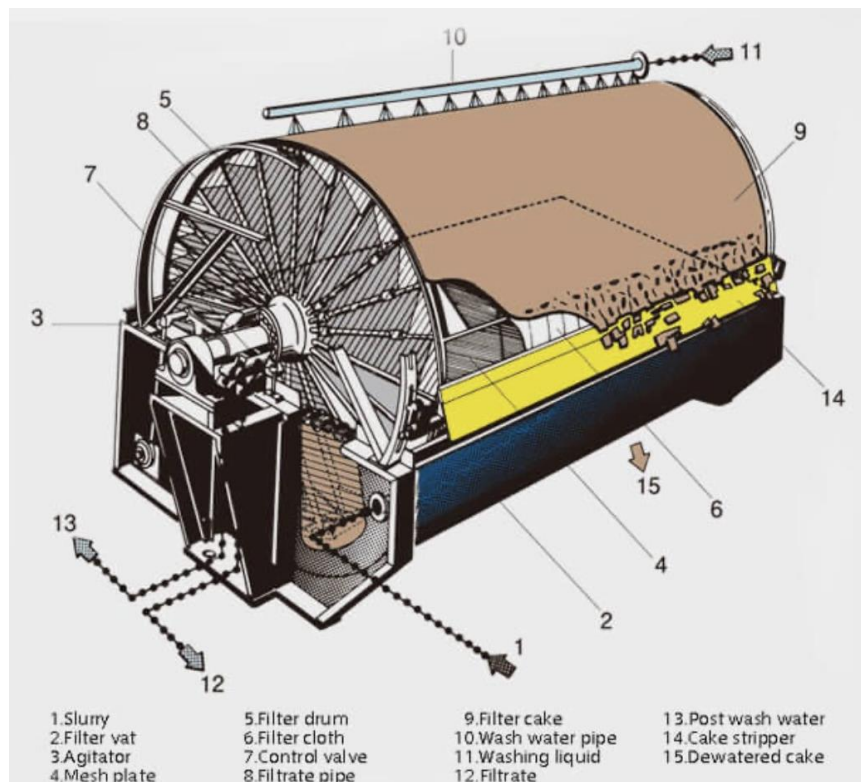
3.3.2.3 Trommelfilter

Trommelfilter benyttes som oftest som et forfilter som filtrerer vannet slik at mesteparten av avfallet blir fanget opp og skylt ut. Denne typen filter kan monteres som gravitasjons- eller pumpeført. [33]

Det finnes mange bruksområder for et trommelfilter, noen av disse kan være:

- Filtrering av inntaksvann fra elv og sjø til offentlig, biologisk eller industriell vannforsyning.
- Rensing og trygging av avløpsvann fra et renseanlegg før utslipp til miljøet. [34]

Figur 21 viser hvordan et typisk trommelfilter ser ut og hvordan fordelingen mellom behandlet vann og «avfallet» foregår.



Figur 21 Oversikt over et trommelfilter. [35]

4. Metode

Dette kapitlet forklarer hvordan en gikk frem i kartleggingsfasen, modellering, simulering og kjøring av ulike scenarier. Det nevnes kort noen faktorer en har tatt hensyn til i forhold til disse. Det blir videre sagt noe om hvilke virkemidler som er brukt for å komme til resultater vist i etterfølgende kapittel.

4.1 Kartlegging av vannrør i fabrikk

I starten var det litt uklart om hvordan en skulle gå fram under kartleggingsfasen. Det er jo slik at en vil gjøre det så effektivt som mulig første gang, slik at man slipper å senere gå tilbake. Én person som skisserte i 2D på papir, og én person til å gjøre de fysiske målingene. Det var her viktig å ha fokus på god kommunikasjon, slik at alle mål ble korrekt. Effekten av dette ble høyere jo mer erfaring man fikk, og det gikk stort sett fint for seg.

Ofte var det altså 2 personer ute som skisserte og målte opp, mens en tredje person holdt på med å modellere inn skissene i AFT.

Til å måle og skissere med, hadde man grunnleggende verktøy som målebånd, laser, diametermål, papir & penn.

En fordel med å kunne gå rundt på fabrikkområdet fritt, var at en alltid kunne spørre folk rundt i området om det en lurte på. Dette er viktig, da det er de som er ute i felt og som jobber med utstyret daglig som virkelig vet hvordan systemet fungerer.

Et eksempel på dette var ved å finne ut hvor en avgreining i hovedrørledning var lokalisert, dette var nemlig ikke dokumentert. Gruppen fikk her en grundig omvisning av flere som viste nøyaktig hvor dette fant sted.

4.2 Modellering

Modellering av det hydrauliske systemet ble gjort i programmet AFT Fathom 10. Programmet er nodebasert, det vil si at det imellom hvert element er knutepunkter. For eksempel om en har en rørlengde med forskjellig høyde i innløp og utløp, må man bruke to noder, en på hver ende av røret hvor høydeforskjell mellom punktene blir definert. En pumpe eller tilsvarende elementer fungerer som noder i seg selv, disse blir da plassert på endene av ønskede rørseksjoner. Modellering foregikk i 2D, noe som gjorde det oversiktlig og enkelt for tegningens skyld.

Referansenivå

Referansenivå er angitt til å være kai-nivå. Det er målt til å være 5 m over havet. Til dette har vi brukt Google Earth, hvilket er en akseptert kilde, men med noe mulig usikkerhet.

Rør

Når det gjelder rør er det i hovedsak følgende faktorer det tas hensyn til:

- Lengde
- Diameter
- Elevasjon ved start/slutt
- Materiale
- Friksjonsfaktor (absolutt ruhet)
- Objekter som bidrar med trykktap som bend, ventil og geometri

I programmet får rør typisk et navn som “pipe 225”, og det må også velges om det er oppstrøms eller nedstrøms for hver enkelt node punkt.

Ved tegning av rør ble det benyttet rette linjer med piler som indikerer strømningsretning. Dette kan endres om strømming ønskes motsatt vei.

Pumper, varmevekslere og siler/filtre

Som med rør måtte det også her bestemmes høydeforskjeller mellom inn- og utløp.

I forhold til trykktap over nevnte komponenter, ble det lagt inn resistanskurver. Dette er diverse verdier som beskriver de aktuelle data som trykkforskjell, høydetap, effekt, NPSH. Det blir lagt inn som “as built”, og er da teoretiske verdier som er beregnet fra leverandør basert på en ny versjon av elementet. Det fås dermed et bilde av trykktapet over komponenten, og dette blir så registrert i programvaren. En del av resistanskurvene til komponentene er laget basert på kun målt data.

Trykktaps faktor (k-faktor)

Alle komponenter bidrar med trykktap. Grunnen til dette kan være flere, som endring i strømningsmønster, endring i diameter og endring av materiale. Over et system kan dette bidra ganske mye til hydraulisk motstand.

Under er en liste som viser hvilke objekter i modellen vår som bidrar til trykktap:

- 45 & 90° bend
- T – profiler
- Ventiler
- Ekspansjonsbelger
- Filtre
- Pumper
- Varmevekslere
- Blindflenser
- Røroverganger

Med unntak av siler, pumper og varmevekslere finnes det en database i programvaren der det bestemmes hvilken type av de forskjellige komponenter en har og dimensjonering som er gjeldende. Basert på valgt komponent er det lagt inn en resulterende k-faktor.

Denne funksjonen kalles “specify fittings & losses”.

Finnes ikke komponenten man trenger, kan man legge inn en “generell komponent”.

Denne kan man spesifisere selv med en k-faktor som er funnet fra studie eller annen ressurs.

Et eksempel på dette er ekspansjonsbelger.

Artifisielle noder

Der det er ønskelig kan det settes inn såkalte “dummy” verdier. Dette kan for eksempel være trykk eller volumstrøm. Man setter da inn ønsket funksjon på de rørseksjoner der det gjelder, som volumstrøm, og man kan da angi mengde volumstrøm og hvilken retning det strømmer.

Det samme gjelder for trykk, som angis ved ønsket plassering.

Reservoarer & tanker

Vormedalsvatnet er et ferskvannsreservoar. Dette er det en egen funksjon for i programvaren, kalt “Reservoirs”.

Faktorer som må defineres:

- Høydeforskjell mellom senter av rørinnløp til referansepunkt, som er nivå på kai
- Høydeforskjell fra vannoverflate til senter rørinnløp
- Trykket ved innløp, som er 1 atm da det er åpent til atmosfæren

Tanker blir behandlet på samme måte, det velges samme funksjonen som over og de samme variablene defineres.

Systemegenskaper

Med systemegenskaper tenkes det på ulike variabler som beskriver utgangspunktet for væsken før den kjøres gjennom prosesssystemet. Dette inkluderer temperatur, viskositet og massetetthet. Mediet her var ferskvann ved 5 °C, massetetthet 1000 kg/m³ og trykk 1 atm.

4.3 Simulering

Når modelleringen anses som ferdig, begynner en med simulering. Først og fremst kjøres det simuleringer som viser en sammenligning med målt data, dette er viktig for å se om det finnes store avvik.

Dersom det er omfattende avvik, må det feil søkes og gjøres endringer der det trengs.

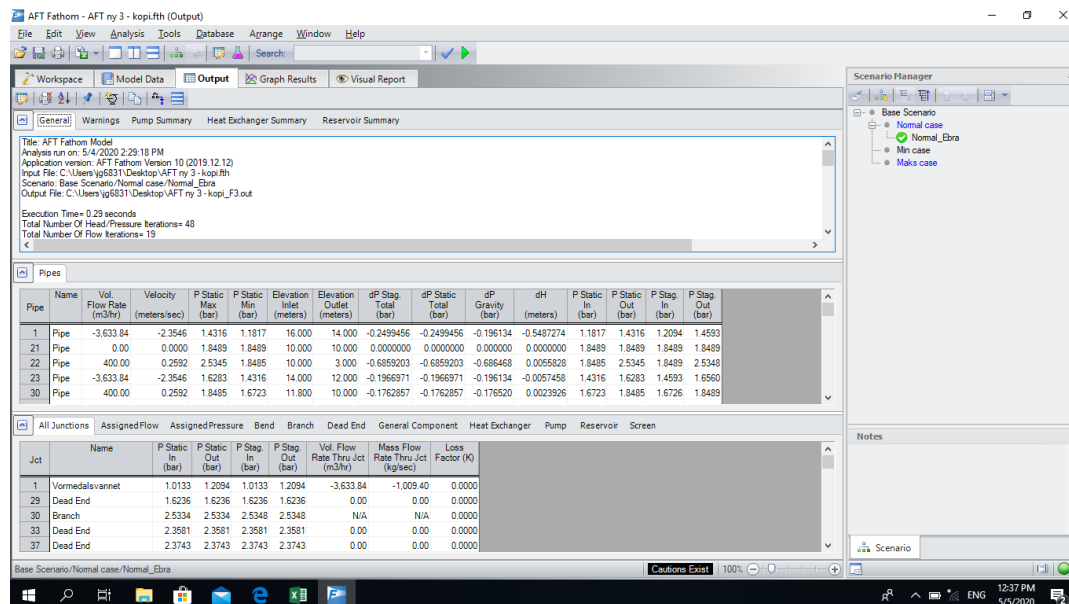
Det er hovedsakelig følgende data som kommer ut fra AFT etter en iterasjonsoperasjon:

- Output
- Visual report
- Model data
- Graph results

Output

Her er det generell data som viser en oppsummering av antall komponenter brukt i modell og tilstander rundt komponentene i form av fysikalske data

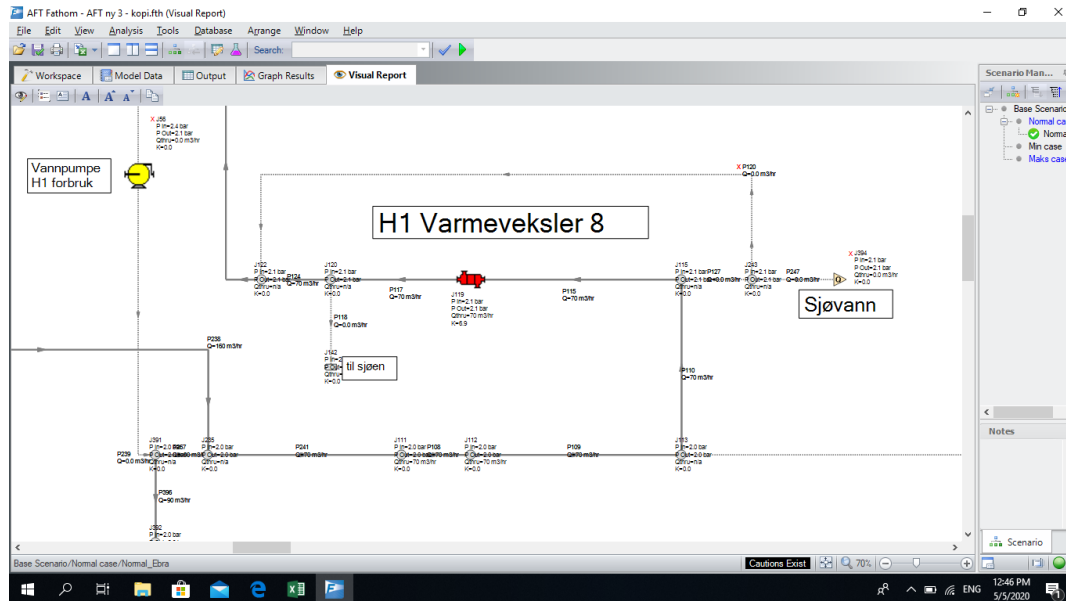
Eksempelvis kan det se slik som vist i Figur 22.



Figur 22 Output vindu, hentet fra AFT

Visuell rapport

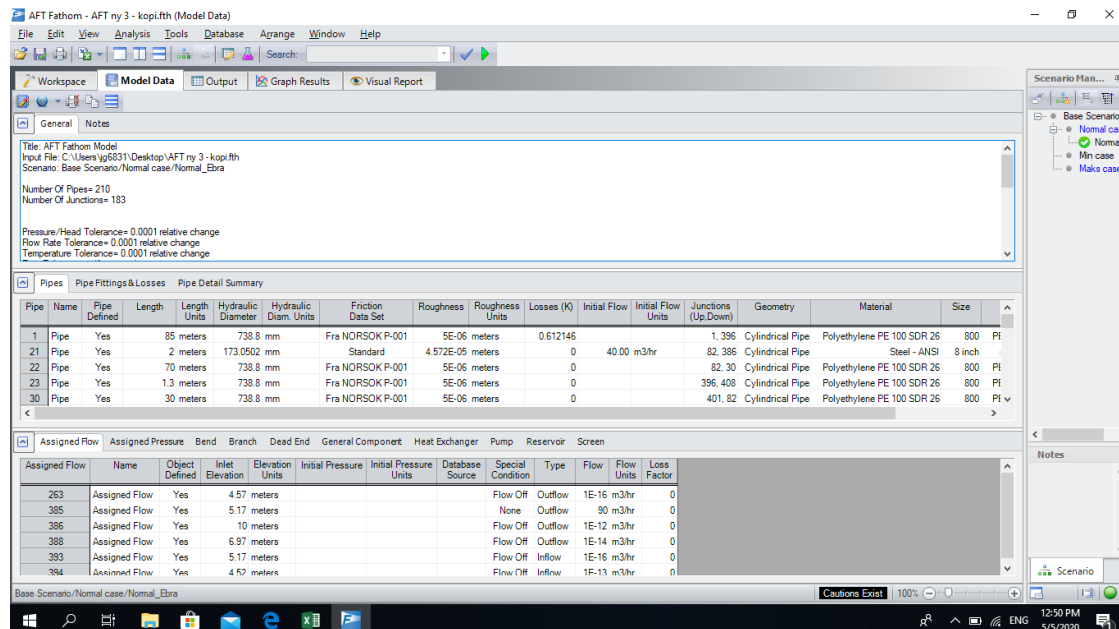
Dette vinduet gir en visuell gjennomgang av modell der resulterende tilstandsdata etter en simulering er vist før og etter hver komponent, som vist i Figur 23.



Figur 23 Visuell rapport, hentet fra AFT

Model data

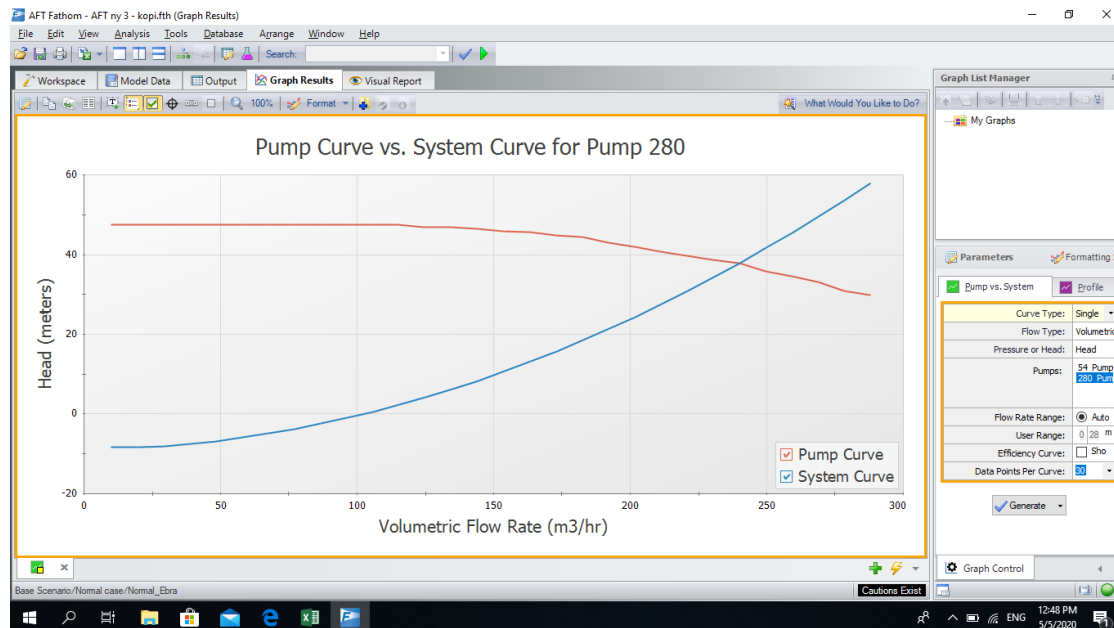
Dette vinduet gir en oversikt over alle komponenter og hvilke fysikalske data de er definert til å ha før simulering, slik som vist nedenfor i Figur 24.



Figur 24 Modell data, hentet fra AFT

Graph results

Dette vinduet gir en mulighet til å se på ulike pumpekurver mot systemkurver. Se Figur 25 hvordan et slikt vindu ser ut.



Figur 25 Pumpe vs. system kurve, hentet fra AFT

4.4 Scenarier

Scenarier er ulike caser det ønskes kjørt en simulering på. En situasjon hvor det bestemmes ulike parametere, og får ut et resultat basert på innlagte verdier. For eksempel kan et scenario ta for seg beleggdannelse i varmevekslere. Da vil det fås en oversikt på hvordan systemet takler dette, og hvilke endringer som skjer i verdier.

I AFT lages det et “base”-scenario. Dette er selve oppbyggingen av systemet og man kaller gjerne dette “as built”. Det kan videre legges inn flere hovedscenarier, og under disse legges inn “children” scenarier. Et child scenario er identisk med moder-scenario, men som man kan leke eller utforske med uten at det går utover moder-scenarioet. Dette kan være pragmatisk da man noen ganger vil prøve forskjellige intensiteter av valgte variabler.

I oppgaven er det definert følgende scenarier:

- Moder scenario : «Base scenario»
- Children : “Normal case”, “min case”, “maks case”
- Children children: “Inntuning” og “test”

Formålet med de tre ulike children scenarioene er å virkeliggjøre modellen basert på trykkorrelasjon i systemet som har blitt målt i løpet av 2019. Med trykkorrelasjon menes hvilket trykk som samsvarer med hvilken volumstrøm i et hvilket som helst punkt i systemet. Normal case skal da representere en trend som ligger midt på skalaen av målt data, min case skal ligge nederst og maks case øverst.

«Inntuning» og «test» scenarioene handler om inntuning av modell og testing av sensitiviteter.

4.4 Programvare

Word

Word er et tekstbehandlings program. Dette har blitt benyttet for å skrive selve rapporten, for å lage ulike modeller ved hjelp av SmartArt og benytte formel funksjonen.

Excel

Excel er et program som baserer seg på regneark hvor en kan utføre beregninger i form av matematiske problemer, analysere forskjellig informasjon og behandle ulike talldata og lister i regneark.

I denne oppgaven ble Excel benyttet for å kunne analysere ulike data for varmevekslere, siler og pumper. Dataen kom fra ekstern veileder og bedriften. Denne ble så lagt inn i Excel for så å lage grafer og tabeller utfra de dataene som en fikk.

AFT Fathom

AFT Fathom er et dynamisk simuleringsprogram fra Applied Flow Technology. Dette simuleringsprogrammet baserer seg på simulering med flytende stoffer for å kunne kalkulere trykk og trykktap samt strømming i rør og andre komponenter.

Programmet kan blant annet brukes til å simulere individuelle komponenter og se på spesifikke parameter. [36]

Ved å benytte dette programmet kan man blant annet:

- Velge ulike dimensjoner av rør og pumper
- Velge pumpevalgsprogramvare
- Velge størrelse og valg av reguleringsventil
- Simulere systemdrift og komponentinteraksjon
- Evaluering av varmeoverføring i rør og varmevekslere
- Feilsøking av eksisterende systemer for å finne årsaken til driftsproblemer.

4.5 Litteratur

Det ble benyttet ulike typer litteratur i denne oppgaven. Alt i fra informasjon fra veiledere, til bruk av internett og fagpensum fra høyskolen ble benyttet.

All denne informasjonen ble analysert og kortet ned mest mulig for å kunne gi en kort og presis forklaring, slik at det ikke presenteres for mye informasjon, som igjen kan forvirre leseren av denne rapporten.

4.6 Erfaringsoverføring

Det ble lagt mer vekt på informasjon og kunnskap fra veilederne og de ansatte som jobber hos DuPont. De ansatte har en god forståelse, kunnskap og erfaring som ble utnyttet til å løse denne oppgaven. En del av kommunikasjonen var direkte, det vil si ansikt til ansikt som fungerte veldig bra. Dessuten var kommunikasjon på mailer en viktig mekanisme for å kommunisere med de ansatte for å innhente informasjon og erfaring.

Det ble stilt mange spørsmål direkte og indirekte for å oppnå dette målet.

Ved å benytte de mulighetene som var på fabrikken og som kjenner prosessene godt, kom man frem til en god beslutning.

5.Resultat

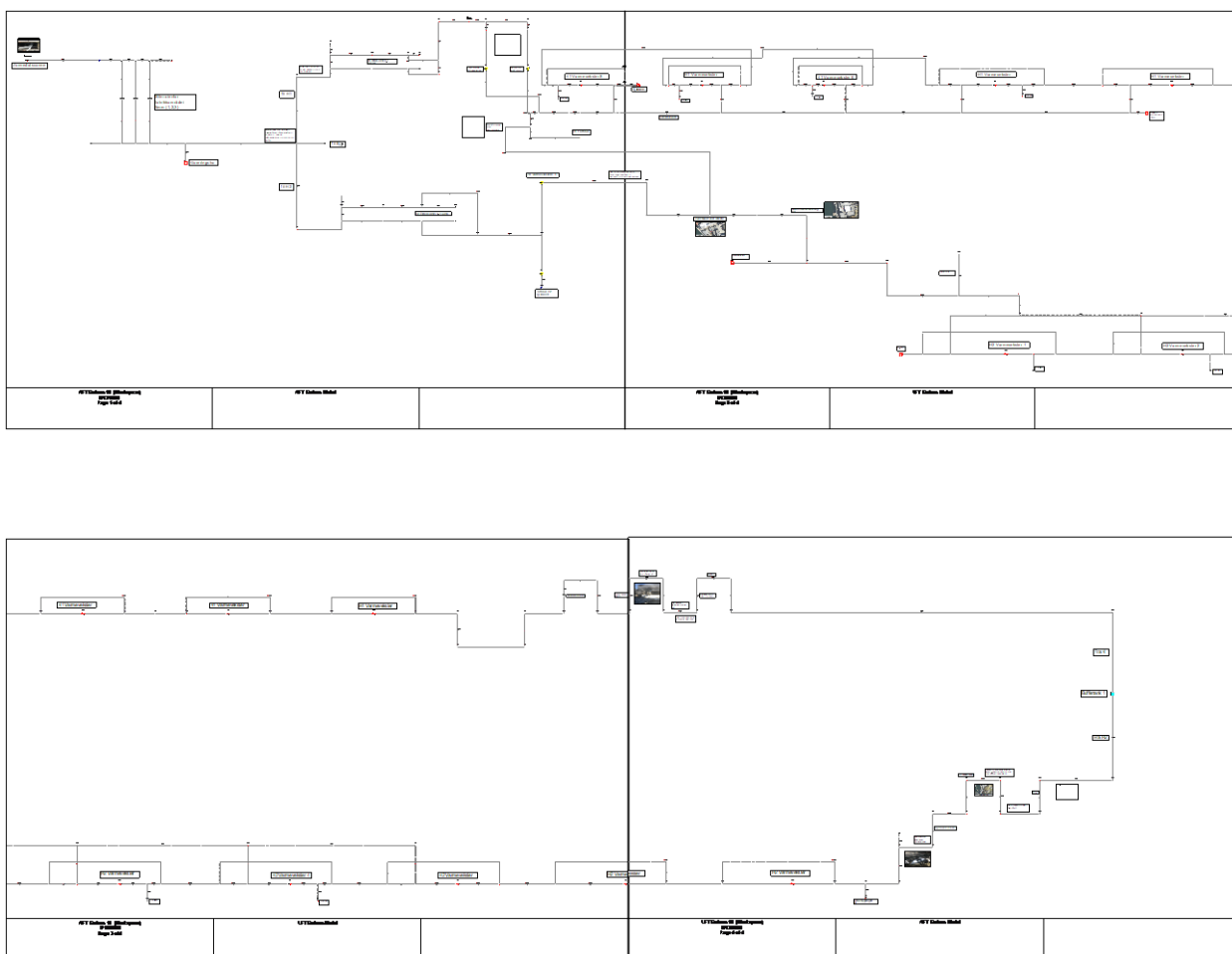
I dette kapittelet vil det fremstilles resultater, forklare kort hva en har kommet frem til, og nevne hva som skjer i punktene under.

5.1 Modell

Nedenfor er modellen i AFT vist. Dette er hele modellen og er produktet for denne bacheloroppgaven. En anser det kun nødvendig å vise selve modellen, og ikke hele oppbyggingen av den. Dette har med at oppbyggingen av modellen ville vært av et slikt omfang å skrive om, og derfor ikke tatt med grunnet betydelig plassbesparende i rapport.

Denne modellen, Figur 26, tar for seg hele ferskvannssystemet til bedriften. Det er ikke tatt hensyn til forbrukslinjer og saltvann inn på vekslere, slik som nevnt i kapittel 1.6.

Modellen tar utgangspunkt i målt data ifra fabrikk, dette er data over vekslere, pumpene og siler. Denne er så analysert for så å kunne plote inn i AFT.



Figur 26 Modell i AFT

5.2 Sil

Se vedlegg 11.8 for antagelser for silene.

Silsystemet består av 3 siler slik som vist i Figur 27.



Figur 27 Oversikt over de tre silene. Hentet fra PI DuPont

Da en skulle vurdere trykkorrelasjon over silsystemet var det i hovedsak to måter å gjøre dette på:

1. Lage en korrelasjon over hver sil
2. Lage en korrelasjon over silsystemet som én komponent.

Årsaken til dette er at når to siler er åpen samtidig, vet man ikke hvor mye volumstrøm som går gjennom den enkelte sil, bare totalt. Valget falt på alternativ 1, da en hadde mye data på de enkelte siler.

Det ble imidlertid forsøkt med alternativ 2 også, se vedlegg 11.11 for utregning.

Alternativ 1, Valg av «as built» verdier

Ut fra verdier fra Excel er det konkludert med at sil 1 og 3 er åpen oftest samtidig. Verdier som gruppen mener er aktuell er følgende:

Sil 1: Differensialtrykk 0.081 bar (åpen)

Sil 2 : Differensialtrykk 0.09 bar (Stengt)

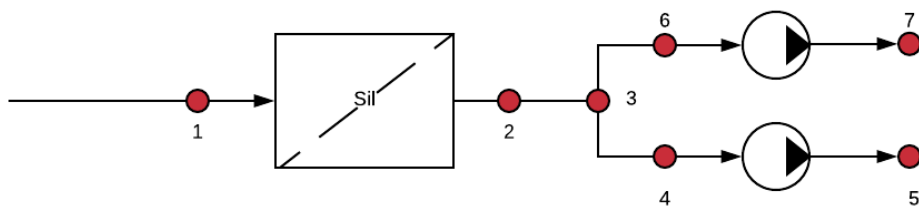
Sil 3 : Differensialtrykk 0.09 bar (åpen)

Alternativ 2, «Som én komponent»

Man ser på de tre silene som én komponent:



Prinsippsskisse vist i Figur 28 hvor en har forsøkt å beregne seg frem til punkt 2 basert på ulike verdier. Siden man kjenner punkt 1 fra målt data, kan man konkludere med trykkforskjell mellom punkt 1 og 2.



Figur 28 Prinsippsskisse, forsøkt utregnet punkt for punkt

Tabell 5 viser trykkforskjell over siler i kolonne nest lengst til venstre.

Tabell 5 Viser resulterende verdier

$p(2)$ [bar g]	Δp over sil [bar]	Excel resultat etter pumpe [bar g]		Regnings resultat etter pumpe [bar g]		AFT beregning etter pumpe [bar g]		Q [$\frac{m^3}{h}$]	
		H1	H2	H1	H2	H1	H2	H1	H2
0,0564	0,56 – 0,50755 = 0,05245	6,311		6,260		5,8	6,1	200	
0,394	0,56 – 0,394 = 0,211		6,1398		6,864	5,8	6,1		240
0,50755	0,56 – 0,0564 = 0,5036		6,1398		6,577	5,8	6,1		240

5.3 Pumper

Pumper

Pumper er designet basert på resistanskurver gitt fra leverandør. Det oppgis her parametre som DP head (m), Volumstrøm (m^3/h), NPSHR (m) og Power (kW).

Volumstrøm gjennom system defineres via pumper. Her settes en kontrollert mengde volumstrøm til ønsket verdi gjennom hver pumpe.

Videre er det laget en oversikt over typiske volumstrømmer i ordenen minst – normalt – maks situasjoner. Det presiseres at volumstrømmer presentert her ikke har noe å si for modellen i AFT, fordi brukeren skal enkelt kunne definere volumstrøm selv.

Basert på data er det funnet følgende typiske verdier for volumstrøm gjennom hver enkelt pumpe:

Minimum volumstrøm

Pumpe H1 til forbruk: $50 \frac{m^3}{h}$

Pumpe H1 til varmpumpe: $110 \frac{m^3}{h}$

Pumpe H2 til forbruk og H1 kokeri: $70 \frac{m^3}{h}$

Pumpe H2 til varmpumpe: $180 \frac{m^3}{h}$

Totalt : $410 \frac{m^3}{h}$

Normal volumstrøm

Pumpe H1 til forbruk: $90 \frac{m^3}{h}$

Pumpe H1 til varmpumpe: $170 \frac{m^3}{h}$

Pumpe H2 til forbruk og H1 kokeri: $170 \frac{m^3}{h}$

Pumpe H2 til varmpumpe: $240 \frac{m^3}{h}$

Totalt : $670 \frac{m^3}{h}$

Maksimum volumstrøm

Pumpe H1 til forbruk: $120 \frac{m^3}{h}$

Pumpe H1 til varmpumpe: $210 \frac{m^3}{h}$

Pumpe H2 til forbruk og H1 kokeri: $310 \frac{m^3}{h}$

Pumpe H2 til varmpumpe: $310 \frac{m^3}{h}$

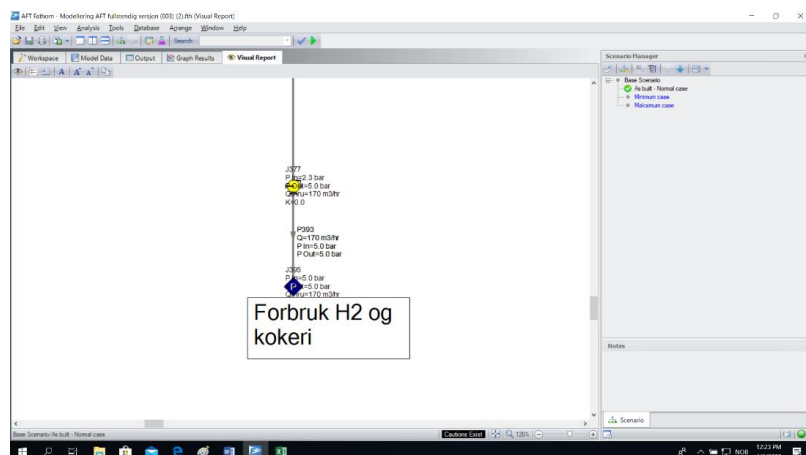
Totalt : $950 \frac{m^3}{h}$

For informasjon om hvordan disse verdiene er funnet, se vedlegg 11.7

Trykk nedstrøms forbrukspumpe H2

For at AFT modell skal konvergere, må det være mulig å kalkulere trykk ved alle punkter. For at dette skal være mulig må det være definert et referansetrykk modellen og komponenter skal gå ut ifra.

Slik som vist i Figur 29.



Figur 29 Illustrasjon for et referansetrykk.

Da det ikke skal fokuseres på forbrukslinjer, må det settes inn en «dummy» verdi her som mottrykk til pumpen.

Dette mottrykket er det måling på og følgende verdier er faststemt:

- Minimum case: 4.89 bar
- Normal case: 4.99 bar
- Maksimum case: 5.09 bar

Informasjon om fastsetting av disse verdiene finnes i vedlegg 11.6

Sammenligning av målt data mot AFT beregninger

Det skal her fremstilles en sammenligning av målt data fra bedriften mot programvaren AFT sine beregninger. Alle trykk og volumstrømmer er nedstrøms pumper. Optimalt sett vil det ikke være store forskjeller.

Tabellene og diagrammene presentert her er laget fra målt data i Excel.

Det tas for seg de tre scenarioene (min, normal og maks case). Målinger er utført i 2019.

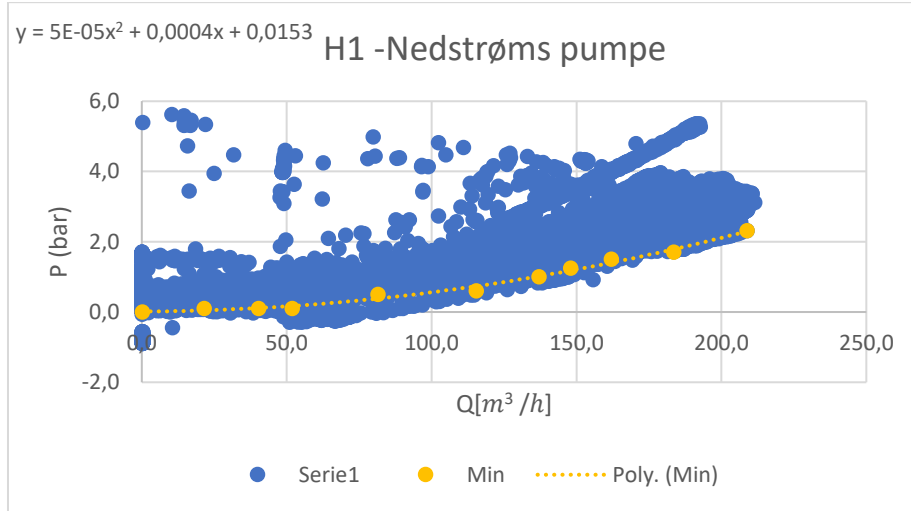
Hensikten med diagrammene er å vise hvilke trykkintervaller som finnes ved de ulike volumstrømmer.

Alle trendlinjer i diagrammer er laget ut ifra datasett i vedlegg 11.4

H1

Min case

Datapunkter nedstrøms H1 vekslerpumpe gjennom 2019. Trykk mot volumstrøm vist i Figur 30.



Figur 30 Trendlinje som viser minimum case

Likningen

$$y = 5 \times 10^{-5}x^2 + 0,0004x + 0,0153$$

$$10 < x \leq 220$$

Beskriver trendlinjen, og i Tabell 6 er noen verdier funnet fra denne:

Tabell 6 Verdier på trendlinjen

Min	
$Q[\frac{m^3}{h}]$	$P[barg]$
10	0,0153
30	0,0723
50	0,1603
70	0,3673
100	0,5553
130	0,9123
150	1,2003
180	1,7073
200	2,0953
220	2,5233

Resultater fra AFT viser følgende verdier i Tabell 7:

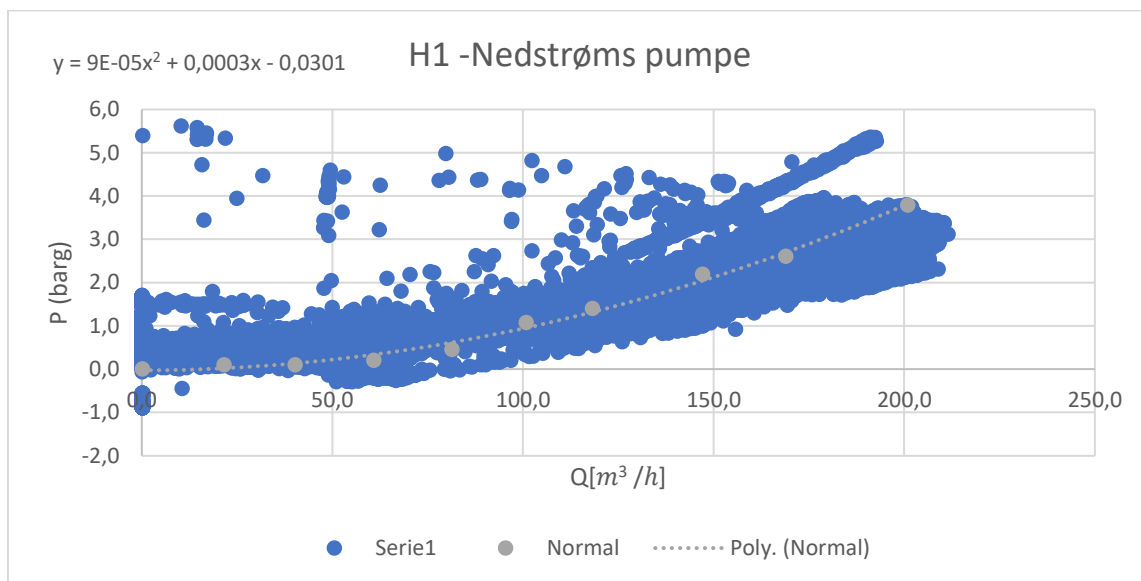
Tabell 7 AFT beregninger

Min	
Q [$\frac{m^3}{h}$]	P [bar g]
80	2,1
100	2,5
150	3,8
200	5,6
220	6,5

H1

Normal case

Datapunkter nedstrøms H1 vekslerpumpe gjennom 2019. Trykk mot volumstrøm vist i Figur 31.



Figur 31 Trendlinje som viser normal case

Likningen

$$y = 9 \times 10^{-5}x^2 + 0,0003x - 0,0301$$

$$20 < x \leq 200$$

Beskriver trendlinjen, og i Tabell 8 er noen verdier funnet fra denne.

Tabell 8 Verdier på trendlinjen

Normal	
Q [$\frac{m^3}{h}$]	P [barg]
20	0,0119
40	0,1259
70	0,4319
90	0,7259
100	0,8999
130	1,5299
150	2,0399
170	2,6219
200	3,6299

Resultater fra AFT viser følgende verdier i Tabell 9:

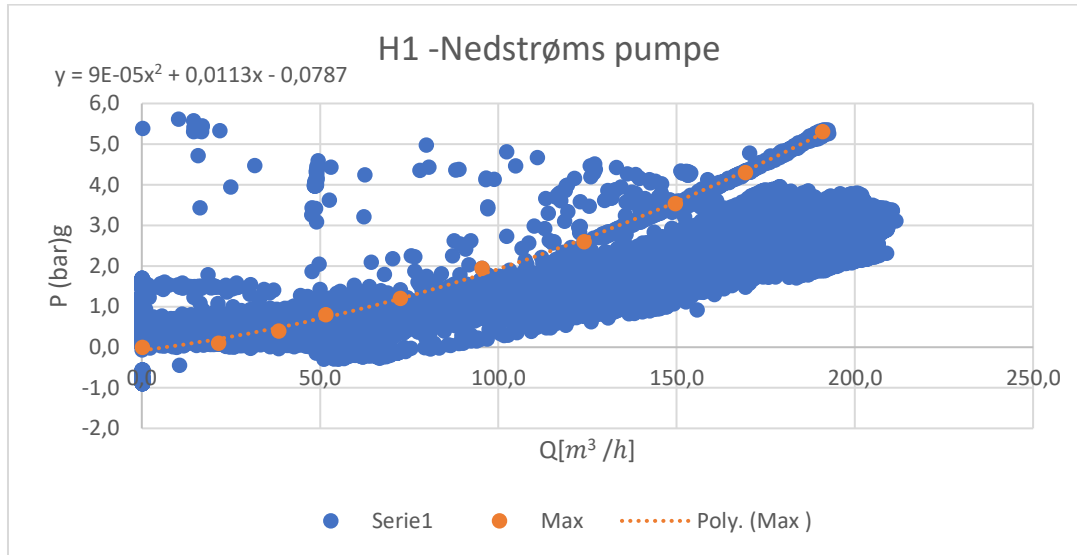
Tabell 9 AFT beregninger

Normal	
Q [$\frac{m^3}{h}$]	P [barg]
50	1,9
100	2,6
150	3,9
200	5,8

H1

Max case

Datapunkter nedstrøms H1 vekslerpumpe gjennom 2019. Trykk mot volumstrøm vist i Figur 32.



Figur 32 Trendlinje som viser maks case

Likningen

$$y = 9 \times 10^{-5}x^2 + 0,0113x - 0,0787$$

$$10 < x \leq 200$$

Beskriver trendlinjen, og i Tabell 10 er noen verdier funnet fra denne.

Tabell 10 Verdier på trendlinjen

Max	
Q [m³/h]	P [bar/g]
10	0,0433
30	0,3413
50	0,7113
70	1,6673
100	1,9513
130	2,9113
150	3,6413
170	4,4433
200	5,7813

Resultater fra AFT viser følgende verdier i Tabell 11:

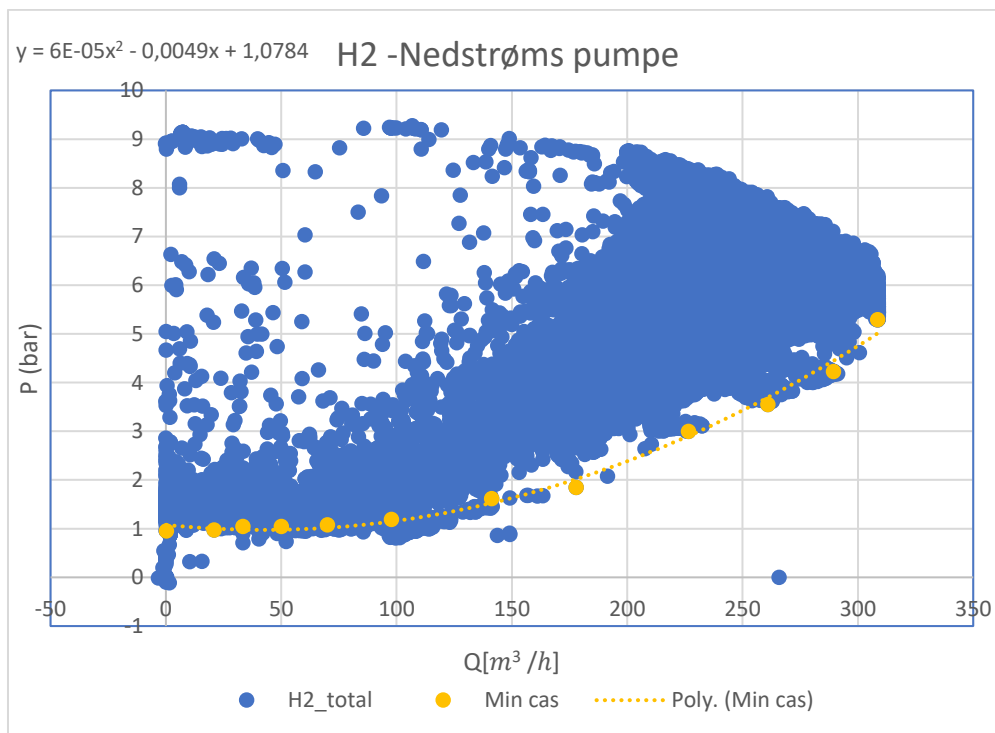
Tabell 11 AFT beregninger

Max	
Q [$\frac{m^3}{h}$]	P [barg]
50	2
100	2,9
150	4,2
200	6,0

H2

Min case

Datapunkter nedstrøms H1 vekslerpumpe gjennom 2019. Trykk mot volumstrøm vist i Figur 33.



Figur 33 Trendlinje som viser minimum case

Likningen

$$y = 6 \times 10^{-5}x^2 - 0,0049x + 1,0748$$

$$40 < x \leq 290$$

Beskriver trendlinjen, og i Tabell 12 er noen verdier funnet fra denne

Tabell 12 Verdier på trendlinjen

Min	
Q $\left[\frac{m^3}{h}\right]$	P [barg]
40	0,9784
50	0,9834
80	1,0704
100	1,1884
120	1,354
150	1,693
180	2,1404
200	2,498
230	3,125
250	3,603
280	4,4104
290	4,7034

Resultater fra AFT viser følgende verdier i Tabell 13:

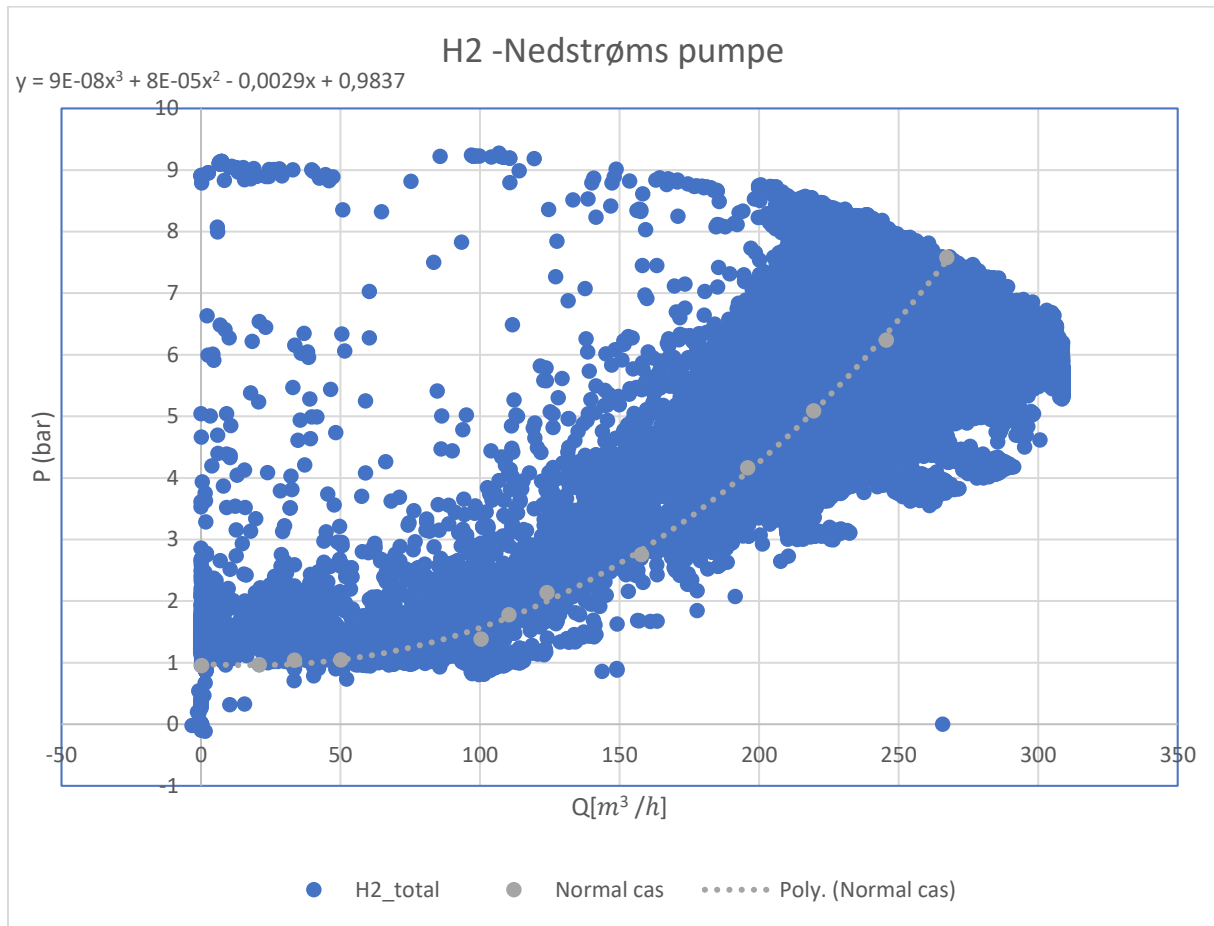
Tabell 13 AFT beregninger

Min	
Q $\left[\frac{m^3}{h}\right]$	P [barg]
80	2,0
100	2,2
150	3,0
200	4,1
250	5,7

H2

Normal case

Datapunkter nedstrøms H1 vekslerpumpe gjennom 2019. Trykk mot volumstrøm vist i Figur 34.



Figur 34 Trendlinje som viser normal case

Likningen

$$y = 9 \times 10^{-8}x^3 + 8 \times 10^{-5}x^2 - 0,0029x + 0,9837$$

$$20 < x \leq 270$$

Beskriver trendlinjen, og i Tabell 14 er noen verdier funnet fra denne

Tabell 14 Verdier på trendlinjen

Normal	
Q [$\frac{m^3}{h}$]	P [bar g]
20	0,9584
50	1,0499
80	1,3097
100	1,5837
120	1,9432
150	2,6524
180	3,5785
200	4,3237
230	5,6437
260	7,2195
270	7,8042

Resultater fra AFT viser følgende verdier i Tabell 15:

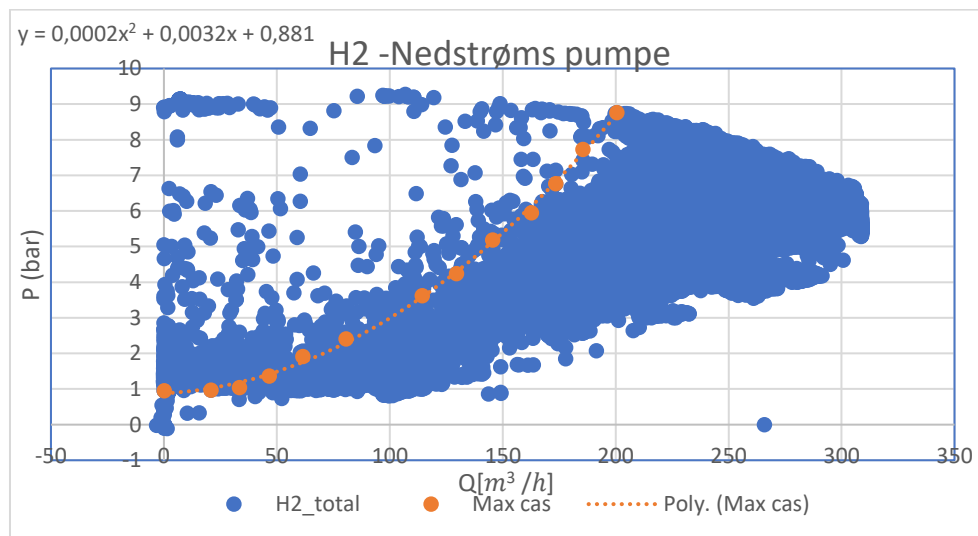
Tabell 15 AFT beregninger

Normal	
Q [$\frac{m^3}{h}$]	P [bar g]
50	1,8
100	2,4
150	3,4
200	4,8
250	6,5

H2

Max case

Datapunkter nedstrøms H1 vekslerpumpe gjennom 2019. Trykk mot volumstrøm vist i Figur 35.



Figur 35 Trendlinje som viser maks case

Likningen

$$y = 0,0002x^2 + 0,0032x + 0,881$$

$$0 < x \leq 190$$

Beskriver trendlinjen, og i Tabell 16 er noen verdier funnet fra denne.

Tabell 16 Verdier på trendlinjen

Max	
Q [$\frac{m^3}{h}$]	P [bar g]
10	0,933
30	1,157
50	1,541
70	2,085
100	3,201
120	4,145
150	5,861
170	7,205
190	8,709

Resultater fra AFT viser følgende verdier i Tabell 17:

Tabell 17 AFT beregninger

Max	
Q [$\frac{m^3}{h}$]	P [bar g]
50	2
100	2,7
150	3,7
200	5,2

Bemerkelser

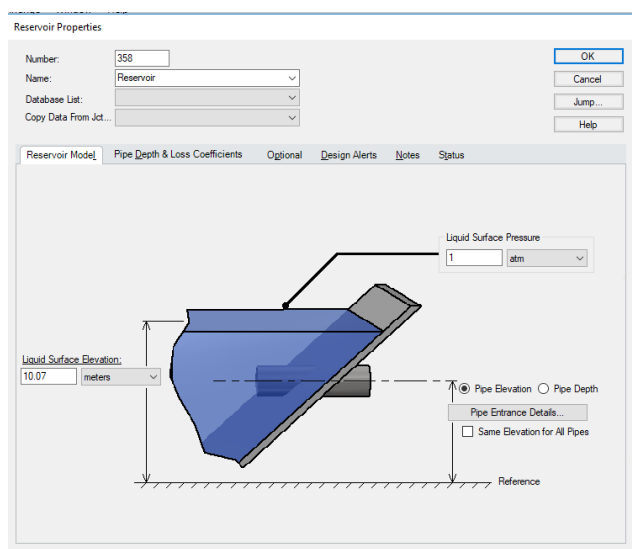
Det er tydelig at resultatene fra AFT er forskjellig med de målte verdiene. Modellen må dermed tunes inn slik at resultatene i AFT ikke avviker så mye fra de målte dataene.

5.4 Buffertank & Vormedalsvatn

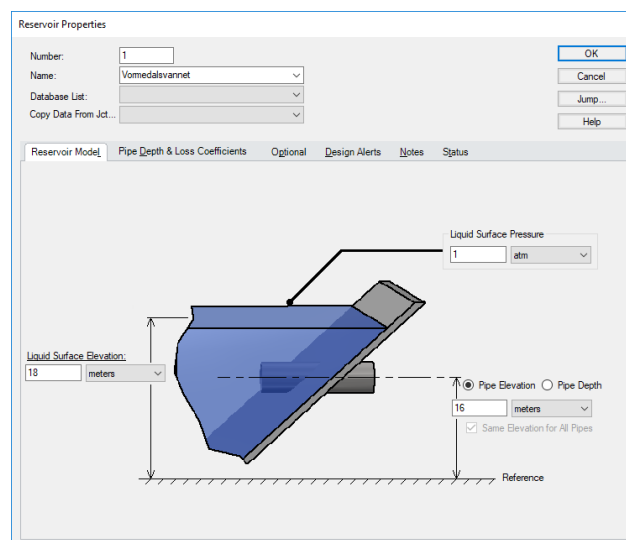
Antagelser om buffertank og vormedalsvatnet

- Buffertank er aldri full
- 1 atm trykk ved innløp
- Kontinuerlig strømming til innløp fra Vormedalsvatnet
- «Stemmen» antas å ha en dybde på ca. 2m

Figur 36 og Figur 37 viser henholdsvis innstillinger for buffertank og vormedalsvatnet i AFT.



Figur 36 "Reservoar" funksjon i AFT, vist her er buffertank



Figur 37 "Reservoar" funksjon i AFT, vist her er Vormedalsvatnet

5.5 Rørledning

Nedenfor presenteres de fakta som er gjort for rør med tanke på hvilket materiale de er av, størrelse på rør og ruheten til rørmaterialet. Alle data her er brukt til å definere rør i AFT.

Fakta om rørledninger:

Tabell 18 Rørdata for Ø150 Stainless steel

Stainless steel	
Material:	Stainless steel
Type:	AISI 316L
Geometry:	Cylindrical pipe
Nominal Size:	150 mm
Outer Diameter:	168,3 mm
Wall Thickness:	2 mm
Absolute Roughness	0,05 mm

Tabell 19 Rørdata for Ø200 Stainless steel

Stainless steel	
Material:	Stainless steel
Type:	AISI 316L
Geometry:	Cylindrical pipe
Nominal Size:	200 mm
Outer Diameter:	219,1 mm
Wall Thickness:	2,6 mm
Absolute Roughness	0,05 mm

Tabell 20 Rørdata for Ø250 Stainless steel

Stainless steel	
Material:	Stainless steel
Type:	AISI 316L
Geometry:	Cylindrical pipe
Nominal Size:	250 mm
Outer Diameter:	273 mm
Wall Thickness:	3 mm
Absolute Roughness	0,05 mm

Tabell 21 Rørdata for Ø300 Stainless steel

Stainless steel	
Material:	Stainless steel
Type:	AISI 316L
Geometry:	Cylindrical pipe
Nominal Size:	300 mm
Outer Diameter:	323,9 mm
Wall Thickness:	3 mm
Absolute Roughness	0,05 mm

De ulike verdier og data som er benyttet i Tabell 18, Tabell 19, Tabell 20 og Tabell 21 er funnet ut fra Figur 55 som er hentet ut ifra rørdatabasene til DuPont, og denne viser data fra «piping class sheet BS4N» i vedlegg 11.2

Disse rørtypene blir benyttet i all hovedsak fra der hvor vannstrømmen splittes, og helt bort til buffertankene.

Det er også disse rørene som blir mest benyttet da det kun er innløpet til fabrikken som består av plast, mens alle andre rør er rustfri rør.

Tabell 22 Rørdata for Ø800 Polyethylene

Polyethylene	
Material:	Polyethylene
Geometry:	Cylindrical pipe
Nominal Size:	800 mm
Wall Thickness:	30,6 mm
Absolute Roughness:	0,005 mm

Tabell 23 Rørdata for Ø355 Polyethylene

Polyethylene	
Material:	Polyethylene
Geometry:	Cylindrical pipe
Nominal Size:	355 mm
Wall Thickness:	32,2 mm
Absolute Roughness:	0,005 mm

De ulike verdier og data som er benyttet i Tabell 22 og Tabell 23 er funnet fra Figur 56, vedlagt pdf.

Disse to typene rør blir benyttet fra innløpet til fabrikken, Vormedalsvatnet. Og helt ned til der hvor vannstrømmen splittes.

Da disse rørene er nylig installert antar man at ruheten er tilnærmet den verdien som er når rørene er helt nye, derfor antas det ingen reduksjon her.

Den absolutte ruheten for rustfritt stål og for polyethylene er funnet fra Norsok P-001 som ligger i vedlegg 11.2, se Figur 57.

5.6 Varmevekslere

I dette kapittelet vil resultater fra analyse om trykkorrelasjon over varmevekslere presenteres. Alle figurer er basert på data for mars måned 2020. Dette skyldtes ingen måling før.

Hensikten med figurene er å vise hvilke trykkintervaller som finnes i forhold til de ulike volumstrømmer. Man ser også her på de tre ulike scenarioene (min, normal og maks case).

Tabeller som er vist inneholder verdier for totalt trykktap over veksler tog (alle seriekoblede varmevekslere) ved angitt volumstrøm, samt trykktap over hver enkelt veksler av de to ulike typene (272 plater & 323 plater).

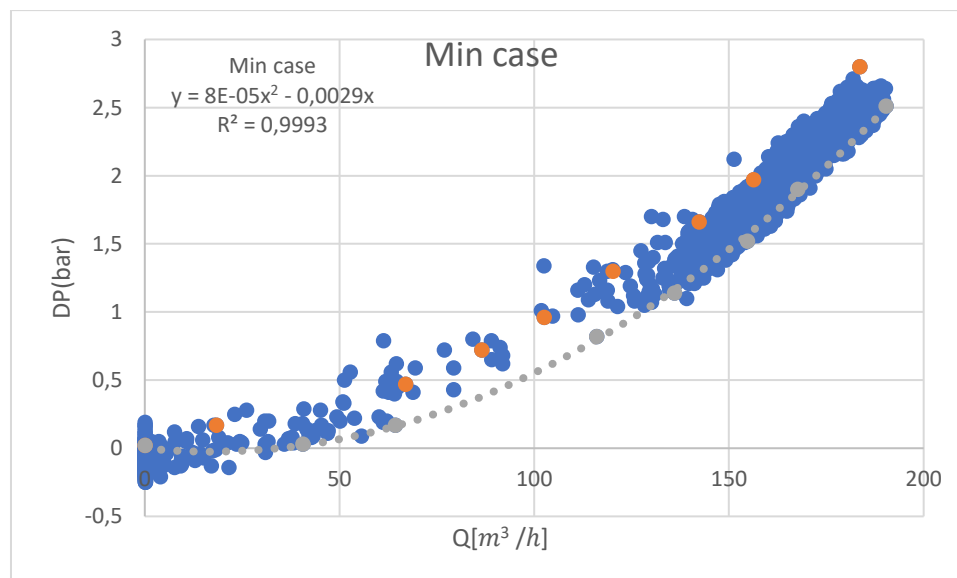
Det er disse verdiene som har blitt brukt i AFT.

Informasjon om varmevekslerkonfigurasjon og metode for resultater finnes i vedlegg 11.5

H1 Varmevekslertog

Min case

Figur 38 viser trykktap mot korrelerende volumstrøm over 8 vekslere.



Figur 38 Den grå trendlinjen viser minimum case

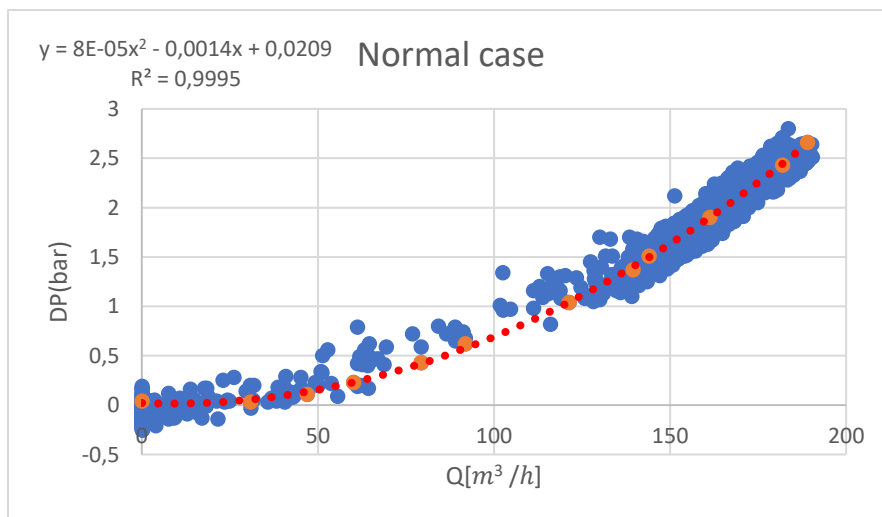
Tabell 24 viser trykkforskjell over vekslertog samt hver enkelt veksler mot ulike volumstrøm rater.

Tabell 24 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler i H1, minimum case

Minimal case			
H1_varmeveksler		Varmeveksler 323	Varmeveksler 272
Total DP [bar]	$Q \left[\frac{m^3}{h} \right]$	$x = \frac{(Tot DP)}{11}$ [bar]	$y = \frac{3 \cdot (Tot DP)}{22}$ [bar]
0,02	0,021	0,001818182	0,002727273
0,03	40,6	0,002727273	0,004090909
0,17	64,28	0,015454545	0,023181818
0,82	116,04	0,074545455	0,111818182
1,14	135,97	0,103636364	0,155454545
1,52	154,76	0,138181818	0,207272727
1,9	167,67	0,172727273	0,259090909
2,51	190,36	0,228181818	0,342272727

Normal case

Figur 39 viser trykktap mot korrelerende volumstrøm over 8 vekslere.



Figur 39 Den røde trendlinjen viser normal case

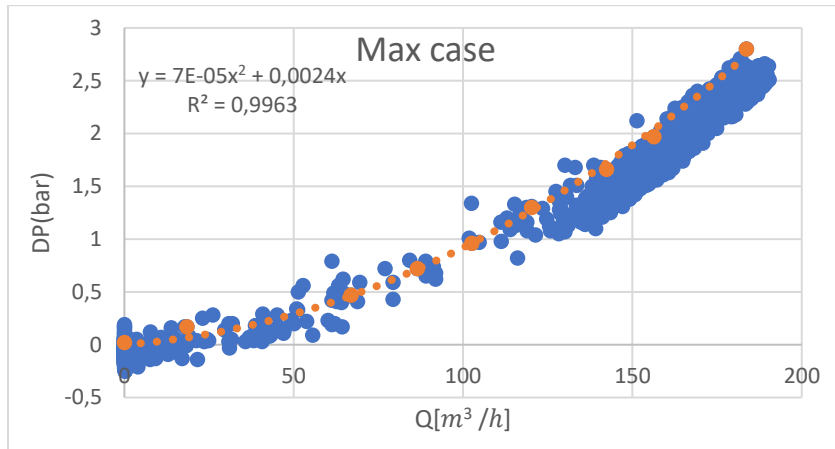
Tabell 25 viser trykkforskjell over vekslertog samt hver enkelt veksler mot ulike volumstrømrater.

Tabell 25 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler i H1, Normal case

Normal case			
Trykktap over H1 (Tot DP)	Flow	Varmeveksler 323	Varmeveksler 272
[bar]	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$x = \frac{(Tot DP)}{11}$ [bar]	$y = \frac{3 \cdot (Tot DP)}{22}$ [bar]
0,04	0,021	0,0036	0,0055
0,03	30,83	0,0027	0,0041
0,11	46,92	0,0100	0,0150
0,23	60,14	0,0209	0,0314
0,43	79,29	0,0391	0,0586
0,62	91,85	0,0564	0,0845
1,04	121,32	0,0945	0,1418
1,37	139,48	0,1245	0,1868
1,51	144	0,1373	0,2059
1,9	161,3	0,1727	0,2591
2,43	181,9	0,2209	0,3314
2,66	189	0,2418	0,3627

Maks case

Figur 40 viser trykktap mot korrelerende volumstrøm over 8 vekslere.



Figur 40 Den oransje trendlinjen viser maksimum case

Tabell 26 viser trykkforskjell over vekslertog, samt hver enkelt veksler mot ulike volumstrøm rater.

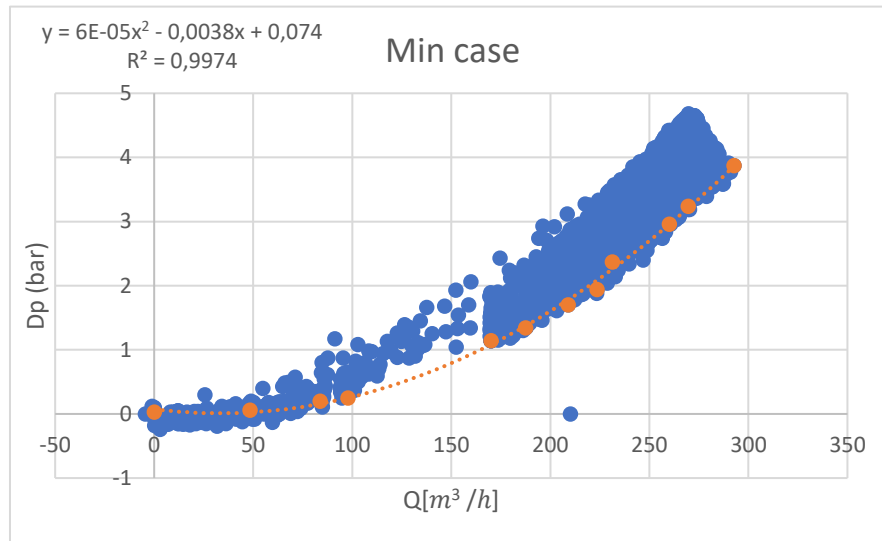
Tabell 26 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler i H1, maksimum case

Max case			
	Q	varmeveksler 323	Varmeveksler 272
(Tot DP)		$x = \frac{(Tot DP)}{11}$	$y = \frac{3 \cdot (Tot DP)}{22}$
[bar]	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[bar]	[bar]
0,02	0,021	0,001818182	0,002727273
0,17	18,4	0,015454545	0,023181818
0,47	66,94	0,042727273	0,064090909
0,72	86,49	0,065454545	0,098181818
0,96	102,5	0,087272727	0,130909091
1,3	120,2	0,118181818	0,177272727
1,66	142,3	0,150909091	0,226363636
1,97	156,3	0,179090909	0,268636364
2,8	183,6	0,254545455	0,381818182

H2 Varmevekslertog

Min case

Figur 41 viser trykktap mot korrelerende volumstrøm over 7 vekslere.



Figur 41 Den grå trendlinjen viser minimum case

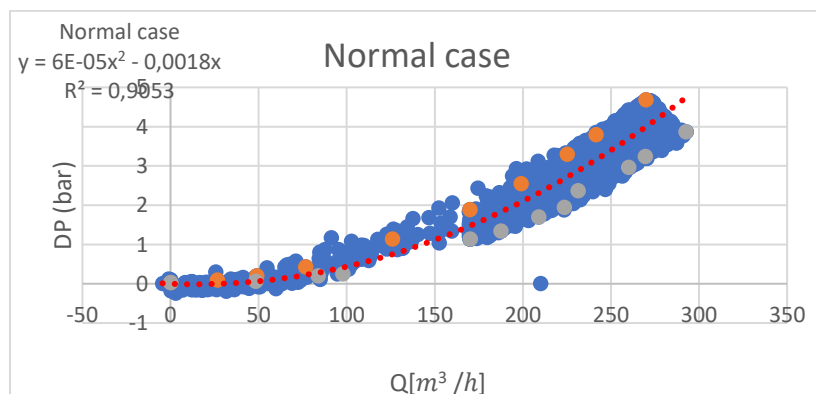
Tabell 27 viser trykkforskjell over vekslertog, samt hver enkelt veksler mot ulike volumstrøm rater.

Tabell 27 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler i H2, minimum case

Min case			
H2	FT09-001	DP_enkelt	DP_enkelt
(Tot DP)	Flow inn H2 HTX	Vekslers_323	Vekslers_272
[bar]	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[bar]	[bar]
0,03	0,068	0,00297	0,0045
0,06	48,25	0,00594	0,009
0,2	83,7	0,0198	0,03
0,25	97,7	0,02475	0,0375
1,14	170	0,11286	0,171
1,34	187,5	0,13266	0,201
1,7	209	0,1683	0,255
1,94	223,5	0,19206	0,291
2,37	231,3	0,23463	0,3555
2,96	260	0,29304	0,444
3,24	269,5	0,32076	0,486
3,87	292,6	0,38313	0,5805

Normal case

Figur 42 viser trykktap mot korrelerende volumstrøm over 7 vekslere.



Figur 42 Den røde trendlinjen viser normal case

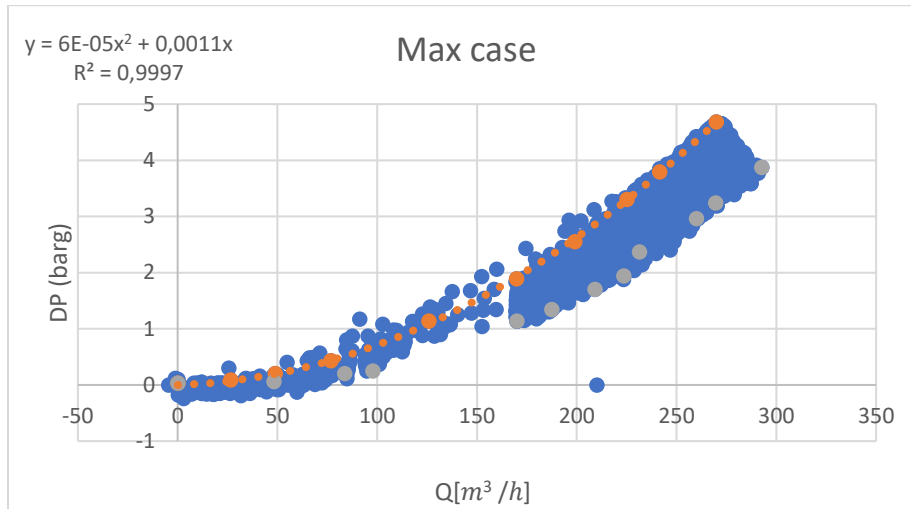
Tabell 28 viser trykkforskjell over vekslertog samt hver enkelt vekslers mot ulike volumstrømrater.

Tabell 28 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler i H2, Normal case

Normal			
H2	FT09-001	DP_enkelt	DP_enkelt
(Tot DP)	Flow inn H2 HTX	Vekslers_323	Vekslers_272
[bar]	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[bar]	[bar]
0	0,061	0	0
0,08	52,22	0,008	0,012
0,25	74,5	0,025	0,0375
0,58	104,8	0,058	0,087
1,65	169,96	0,165	0,2475
1,92	179	0,192	0,288
2	201	0,2	0,3
3,05	229,06	0,305	0,4575
3,62	244,54	0,362	0,543
4,11	266,4	0,411	0,6165
4,26	280,5	0,426	0,639

Maks case

Figur 43 viser trykktap mot korrelerende volumstrøm over 7 vekslere.



Figur 43 Den oransje trendlinjen viser maksimum case

Tabell 29 viser trykkforskjell over vekslertog samt hver enkelt vekslers mot ulike volumstrømrater.

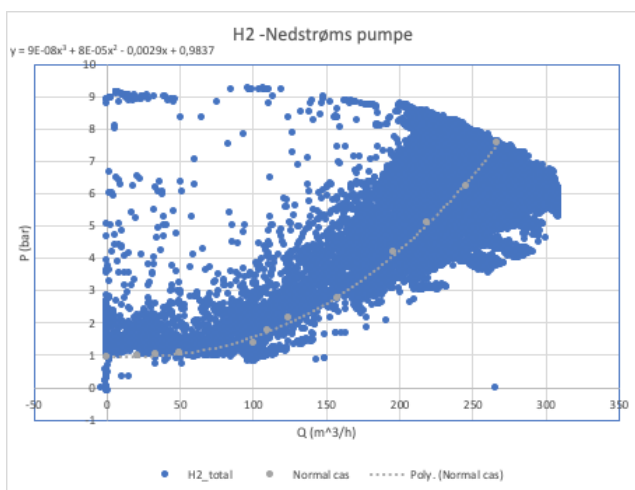
Tabell 29 DP fordeling for hver enkelt varmeveksler

Max case			
H2	FT09-001	DP_enkelt	DP_enkelt
(Tot DP)	Flow inn H2 HTX	Vekslers_323	Vekslers_272
[bar]	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[bar]	[bar]
0,03	0,068	0,00297	0,0045
0,09	26,531	0,00891	0,0135
0,2	48,86	0,0198	0,03
0,43	76,72	0,04257	0,0645
1,14	125,85	0,11286	0,171
1,89	169,8	0,18711	0,2835
2,55	199	0,25245	0,3825
3,3	225,1	0,3267	0,495
3,79	241,53	0,37521	0,5685
4,68	269,79	0,46332	0,702

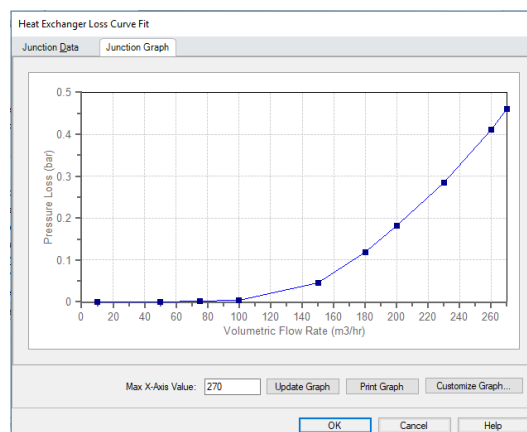
5.7 Inntuning av modell

Ved hjelp av systemkurver som i Figur 44 etter pumper kan man tune inn modell etter denne. Først finner man ut i AFT, hvor mye trykk det er nedstrøms pumpe med forskjellige volumstrømrater, med null motstand fra varmevekslere. Da neglisjeres trykktapet gjennom varmevekslerne og man får kun et trykk som kommer av motstand fra rørsystemet. Deretter ser man på differansen mellom disse trykkene og målt data fra virkelighet. Denne forskjellen i DP fordeler man utover veksleret, på samme måte som i vedlegg 11.5.

Resultatet er en resistanskurve i Figur 45 som gir korrekt DP i forhold til volumstrøm over en veksler.



Figur 44 Systemkurve som representerer virkeligheten



Figur 45 Resistanskurve til varmeveksler laget etter systemkurve fra målt data i AFT.

Videre følger en oppsummering av resultater for trykk nedstrøms vekslerpumper i AFT etter inntuning og fra målt data testet med forskjellige volumstrømmer.

H1 – Normal case

Tabell 30 Forskjellene i trykk nedstrøms pumpe fra AFT og virkelighet

	AFT	Systemkurve målt data
Q (m³/t)	Trykk, P (bar)	Trykk, P (bar)
150	2,31	2,03
170	2,61	2,62
200	3,64	3,63

H1 – Maks case

Tabell 31 Forskjellene i trykk nedstrøms vekslerpumpe, mellom AFT og virkelighet

	AFT	Systemkurve målt data
Q (m ³ /t)	Trykk, P (bar)	Trykk, P (bar)
100	2,00	1,95
130	2,96	2,91
150	3,65	3,64
170	4,44	4,44
200	5,79	5,78

H2 – Normal case

Tabell 32 Forskjellene i trykk nedstrøms vekslerpumpe, mellom AFT og virkelighet

	AFT	Systemkurve målt data
Q (m ³ /t)	Trykk, P (bar)	Trykk, P (bar)
150	2,61	2,65
180	3,54	3,58
200	4,34	4,32
230	5,63	5,64
260	7,20	7,22
270	7,79	7,80

H2 – Maks case

Tabell 33 Forskjellene i trykk nedstrøms vekslerpumpe, mellom AFT og virkelighet

	AFT	Systemkurve målt data
Q (m ³ /t)	Trykk, P (bar)	Trykk, P (bar)
100	3,13	3,20
120	4,03	4,14
150	5,77	5,86
170	7,19	7,20
190	8,83	8,71

Begrensninger

Det er begrensninger på hvilke volumstrømmer inntuningen fungerer etter. Dette gjelder særlig i scenarioet «min case», da trykk nedstrøms pumper er mindre enn selve friksjonstrykktap fra kun rørsystemet i AFT.

Figur 46 viser noen data som inntuning av modell fungerer etter.

H2												
Normal case												
AFT	Q (m ³ /t)		P (bar)		Trendlinje	Q (m ³ /t)		P (bar)		Differens (bar)	H2 DP Veksler (bar)	
											x	y
	100		1.9			100		1.5837				
	120		2			120		1.9432				
	150		2.2			150		2.6524	0.4524		0.04524	0.06786
	180		2.4			180		3.5785	1.1785		0.11785	0.176775
	200		2.5			200		4.3237	1.8237		0.18237	0.273555
	230		2.8			230		5.6437	2.8437		0.28437	0.426555
	260		3.1			260		7.2195	4.1195		0.41195	0.617925
	270		3.2			270		7.8042	4.6042		0.46042	0.69063

Figur 46 Det er kun de gule og grønne verdiene som er representative i AFT.

Bemerkelser

Ingen verdier i «min case» der trykket etter pumper fra trendlinje er høyere enn verdien fra kun rørfriksjon i AFT. For å tune inn modellen er dette et kriterium, siden det er dette «ekstra» trykket fra systemkurven en legger inn over varmevekslerne.

Foruten «min case», representerer modell i AFT for de aktuelle volumstrømmer, systemkurver fra målt data etter inntuning.

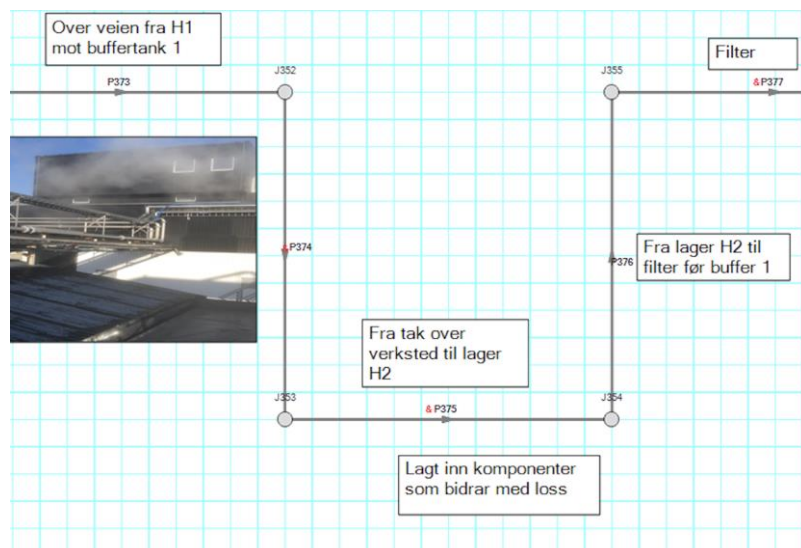
5.8 Sensitivitetssimuleringer

Scaling

Ved å endre scaling fra 0% i rørledning 375, vist i Figur 47 som er 181 meter lang til 13,3% med scaling går en fra å ha et trykktap på 0,3 bar til å ha et trykktap på 0,6 bar. En dobling i trykktap vil ha mye å si på systemet. Og i dette tilfellet er det ikke ekstremt mye scaling i rør, men med en så liten prosent økning i scaling så vil trykktapet dobles. Dette er noe å tenke på ved å enten rengjøre eksisterende rørsystem, eller bytte ut rørledningene med nye for å kunne minimere trykktapet så mye som mulig.

Absolutt ruhet

Ved å endre absolutt ruhet fra 5E-05 meter til 5E-04 meter i rørledning 375, vist i Figur 47 går en fra et trykktap på 0,3 bar til et trykktap på 0,4 bar. Dette er ikke så ekstremt mye, men noe en absolutt bør tenke på ved montering av nye rør. Jo mindre ruhet en har jo mindre blir trykktapet.



Figur 47 Rørledning 375 fra tak over verksted til lager H2

Temperatur

Endring av temperaturen til væsken i systemet fra 5 °C til 20 °C har ingen innvirkning på trykket i systemet. Dette ble testet i «test» casen.

Det eneste som vil spille inn her er mulig endring av algedannelse og korrosjon i rørsystemet.

6.Diskusjon

Dette kapittelet skal ta for seg diskusjonsemner relevant for oppgaven.

6.1 Problemstillinger

Nedenfor presenteres ulike problemstillinger som kan påvirke utfallet i simuleringen blir:

Siler

- Hvorfor er det valgt konstante verdier for trykktap over siler?

Dette er bestemt på grunnlag av at det ikke er måling av volumstrøm gjennom hver enkel sil, kun trykk før og etter, og da får en ikke trykk vs. Volumstrøm kurver over hver enkelt sil, som for eksempel varmevekslerene er definert ut ifra.

- Når anser man en sil som tett, hva er begrunnelsen for trykkvalg her?

Det er vanskelig å si når en anser en sil som tett, fordi den ofte vil være delvis tett. Når trykkintervallet over en sil hovedsakelig lå på 0,02 – 0,6 bar, ble det vurdert at en sil ikke er

spesielt tett under 0,1 bar, mens verdier over dette representerer startfasen på tetting. Ved trykkforskjell på 0,5 bar og høyere, anså gruppen at en sil var fullstendig tett. Samtidig vil en stengt ventil inn mot sil gi et utslag på trykkforskjell tilnærmet det samme som en tett sil, men her visste man at det er kun to siler åpne samtidig og dermed om en sil var tett eller stengt.

Varmevekslere

- **Kan trykkkorrelasjonen over vekslertoget etterligne systemkurver?**

I modell som er utarbeidet er det kun én variabel etter pumper, og det er varmevekslerene.

Når en ser på forskjellene i trykktap på systemkurven kan det vurderes at det er hovedsakelig vekslere som står for dette, men det kan også skyldes småforbruk.

Da det kun var måling over vekslere i én måned, ble det vurdert at dette var for lite data til å gi en god framstilling av trykkorrelasjon, dermed var systemkurver et godt alternativ til å korrigere for den små mengden data som var tilgjengelig.

- **Hvor mye påvirker fouling i platevekslere?**

Fouling har noe å si for trykktap og reduksjon av varmeoverføring. Gruppen mistenker at ut ifra systemkurver ligger det «gjemt» korreksjons faktorer for fouling. Grunnen til dette er at målingene som er tilgjengelig for varmevekslere varierer alt for lite i forhold til systemkurvene. Dette kan ha en stor betydning for resultater, siden vekslere står for mesteparten av trykktapet frem til buffertanken.

Pumper

- **Hvordan ser impellere ut, hvilken betydning har dette?**

Det kjennes ikke til tilstanden til impellere til pumpene. Vanligvis skyldes problemer med impellere, rust fra vann. Det kan resultere i dårligere pumpe kapasitet og rustpartikler inn i kjølesystemet.

- **Bør pumper skiftes?**

Pumper bør skiftes. Årsaken til det er at de er gamle, og virkningsgraden er ikke så god. Det planlegges utskiftinger pr. 2020.

Buffertanker

- Hvorfor er det 1 atm i buffertank?

Det er 1 atm i buffertank fordi tanken aldri er full, og det er luft tilstede.

- Hvordan styres og reguleres nivået i buffertank?

Nivået i buffertanker styres og reguleres automatisk av måleinstrumenter, det er på grunnlag av disse hvilken volumstrøm pumpene leverer til buffertank.

Rørledninger

- Er det scaling i alle rør, noen typer som er mer utsatt?

Det er hovedsakelig scaling i forgreningsrør fra knutepunkt til H1 og H2 fabrikker. Dette er rør som består av karbonstål og er ekstra utsatt for scaling. Plastrør er relativt nye og det vurderes til liten grad av scaling. Når det gjelder de rustfrie rørene er det vurdert at det er svært liten grad av scaling i disse, da materialtypen er et av de mest robuste mot akkurat dette.

- Hvor gammel er rørsystemet, bør deler av det oppgraderes?

Rørsystemet trenger ikke å oppgraderes, da det tilsynelatende ser bra ut og ingen tydelig slitasje eller lekkasjer. Plastrør er av de nyere år, det er kun rustfri type rør som er av relativ høy alder, omtrent 50 år. Bedriften startet produksjon i 1961.

AFT Fathom

- Hvor mye avviker AFT fra virkelighet, nevnt kort mulige årsaker.

Original modellen i AFT devierer med virkeligheten, årsaker kan bestå av feil måling, for lite data, feil definering i programvare, lekkasjer, dump til sjø, faste partikler som legger seg på uegnede plasser og mer.

- Hva kan forbedres med programvaren?

Det bør utarbeides en metode der en enkelt kan legge inn flere parametre samtidig på ulike komponenter, som for eksempel i form av et excelark. Slik at man fort kan kjøre forskjellige analyser.

P&Id

- Hvorfor har dette blitt lite brukt i denne oppgaven?

Dette har blitt brukt lite siden det ikke har vært enkelt å registrere navn på komponenter og manglende informasjon i tegninger. Samtidig har det manglet tag nr. på flere av komponentene ute i feltet, og det har vært vanskelig å kjenne igjen fra tegninger.

Ideelt sett vil modell se nokså lik ut som P&Id tegninger.

I begynnelsen vurderte gruppen at en oppmåling og skissering av det aktuelle systemet som skulle modelleres var nødvendig, og modell oppbygging har vært ut ifra disse. Eksempel på noen av disse skissene er vist i vedlegg 11.14

Annet

- Hvorfor er det i noen diagrammer brukt forskjellige grader av likninger?

Dette er blitt bestemt ut ifra avvik en har fått når en har kontrollert likningene ved innsetting av de uavhengige variablene. Da har en sett visuelt på trendlinjen og sammenlignet med svaret en fikk ved innsetting av uavhengig variabel. Der hvor det ble observert at verdien en fikk ut ved innsetting ikke tilsvarte eller var nærmt nok verdien som en leste av fra trendlinjen ble det brukt en annen grad av et polynom som også ble testet på samme måte, men som ga tilnærmet likt svar ved innsetting av variabel og avlesing av trendlinje.

- Hvorfor er vedleggene vedlegg?

Det har ikke vært lett å definere hva som burde være vedlegg og hva som bør tas med i selve rapporten. Tatt i betraktning at selve rapporten ikke bør være alt for lang, er det vurdert at mye må legges som vedlegg. Hovedsakelig tilhører vedleggene kapittel 5, resultat. Det var ønskelig da, å kun presentere de resultater en har kommet frem til og heller vise framgangsmåte som et vedlegg slik at rapporten i seg selv ikke ble for lang.

- Hvorfor er det ikke vist mer av modellen?

Man kan muligens påstå at selve oppbyggingen av modellen og hvordan dette har blitt gjort i AFT burde vært presentert mer, men dette vil ta stor plass og gruppen mener at produktet er nok å vise i denne rapporten. Dessuten er det forklart litt om framgangsmåte i kapittel 4.2, modellering.

- Hvilke flaskehals er identifisert?

Den største flaskehalsen er mest sannsynlig varmevekslerene, dette fordi at systemkurvene en har tilgjengelig for 2019 varierer så mye i trykk iforhold til de dataene en har for varmevekslerene som for øvrig kun gjelder for mars 2020. Dette påstås fordi at varmevekslerene ses på som den største variabelen etter pumpene. Etter det skyldtes det trolig unødig vannforbruk, som vi ikke heller har fokusert på. Samtidig kan silene også ses på som en flaskehals, ettersom filtreringen muligens ikke er god nok slik at de indirekte påvirker varmevekslerene i form av beleggdannelse. Pumpene er heller ikke til å utelukke, da disse er av noe gammel dato og effekten er mindre.

6.2 Generalisering

Praksis og teori stemmer ikke overens. Dette er ikke nytt og var som forventet, men det har likevel innvirkning på resultater i denne oppgaven.

6.3 Sammenligning med andre studier

Det er vanskelig å sammenligne denne oppgaven med andre studier, da det ikke er funnet identisk oppgavestilling, men delvis innhold er sammenlignbart.

6.4 Usikkerhet

Muligens er dette det som spiller mest inn på avvikene registrert, på grunn av at det er så mange forskjellige variabler i systemet.

Det er mange usikkerhetsmomenter i denne oppgaven, noen av de er:

- Måling av fysisk data (lengde, høyde og tapskoeffisienter)
- Antagelser i forhold til diverse komponenter (pumpe, siler, reservoar og varmevekslere)
- Feilmålinger fra målestasjoner
- For lite data ved enkelte områder (filtre, varmevekslere)
- Beregninger som en har gjort for hånd

Dunning Kruger effekt

En annen feilkilde er at gruppen har vurdert feil bruk av data og korrelasjoner, men følt det motsatte. Dette kan gi store utslag.

Det kan skyldes lite erfaring med type oppgave, og mye data på kort tid.

6.5 Konsekvenser av resultat

Konsekvenser kan deles inn i positive og negative:

Positive:

- Modell gir grunnmur til videre utvikling.
- Modell er grovt korrekt
- Modell gir mulighet til sensitivitet simuleringer
- Mulighet for å undersøke flaskehals

Negative:

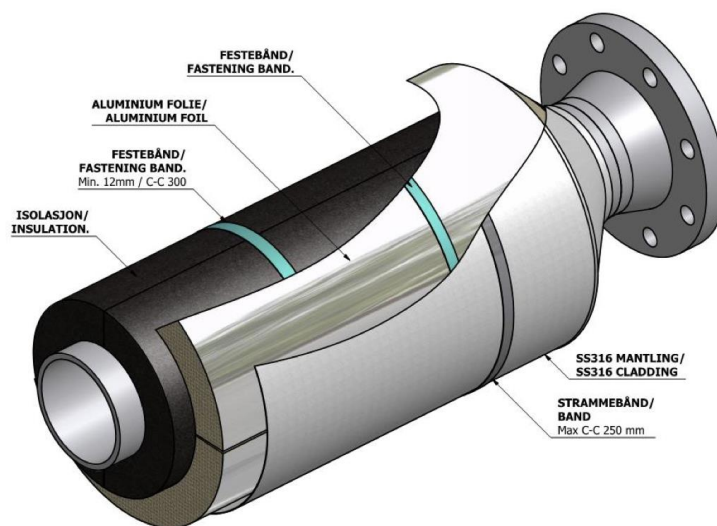
- Modell gjenspeiler ikke virkelighet på detaljnivå
- Mulig feil dimensjonering av fremtidige pumper hvis en har tatt utgangspunkt i eksisterende modell.

7. Optimalisering

Under dette kapitlet presenteres ulike løsninger som kan bidra til å optimalisere systemet på en best mulig måte, slik at en unngår unødvendige tap. Disse tapene kan være i form av varmetap og energitap.

7.1 Innkapsling av rør

En mulig løsning kan være å innkapsle rørlengder som er eksponert for kald uteluft. Dette gjøres ved at man isolerer rørene på utsiden, og avslutter med en aluminiums kappe utenpå isolasjonen. En slik løsning er vist i Figur 48. Når man isolerer et rør slik vil varmen/kulden «sperres» inne slik at man unngår unødvendig temperatur tap til omgivelsene, og en slipper da å varme opp eller kjøle ned mediet like mye enn om røret ikke hadde vært isolert på en slik måte.



Figur 48 Oppbygging av isolasjonssystem på rør. [37]

7.2 Armaflex

En annen løsning kan være å isolere rørene som er på innsiden av bygningene med Armaflex.

Dette er en isolasjon som benyttes på rør som er innvendige i bygg for å slippe kuldebroen som oppstår, slik at det dannes kondens på rørene.

En slik løsning er vist i Figur 49.



Figur 49 Isolering ved bruk av Armaflex. [38]

7.3 Rørføringer



Figur 50 Rørføring. [39]

Dette er kun et eksempel og ikke en del av vekslersystemet.

Figur 50 viser 2 forskjellig rørføring som kan føres på en bedre måte. Dette kan gjøres ved at man bruker færre lengder med rør og heller tenker igjennom prosessen før man starter på montering av selve utstyret. En annen ting er hvis man ser på bildet til høyre så er det blitt plassert et T-stykket ut fra røret og til en ventil for så å bendes inn tilbake på det andre røret. Det beste her er hvis man hadde satt på 2 T-stykker slik at ventilen hadde vært plassert imellom de to rørene.

Det finnes nok flere slike tilfeller hos fabrikken, og hvis slike tilfeller hadde blitt utbedret ville dette ha vært med på å optimalisere prosessen og skape en mer energieffektiv produksjon.

7.4 Trykktap i rørledninger

Norsok p-001 sier at man ikke skal ha ett trykktap på mer enn 0,9 bar per 100 meter rørledning for væskelinjer.

En ser kun på rør over 10 meter, da trykkene på de kortere rørene kan være betraktelig høyere, men dette gjelder kun for en kort lengde. Hvis en har et lengre rør enn 10 meter får en et mer «fornuftig» resultat som en kan benytte, da trykket fordeler seg over hele rørlengden. Nedenfor kommer et par eksempler fra resultat i AFT på rørledninger med forskjellige trykktap per 100 meter.

Tabell 34 Tabell over trykktap per 100 meter

Pipe nr.	Lengde [meter]	Totalt DP [bar]	Trykktap per 100 meter [bar]
1	85	0,609	0,716
289	52,6	0,137	0,535
308	43,1	0,072	0,167
355	80	0,057	0,071
375	181	0,307	0,169

Som en ser i Tabell 34 så har en ikke et trykktap som er over 0,9 bar per 100 meter.

Det største trykkfallet som en har per 100 meter er 0,716 bar som er en del lavere enn 0,9 bar. Se vedlegg for hvordan et slikt vindu ser ut i AFT. Vedlegg (11,9)

8. Konklusjon

Målsettingen for oppgaven var å lage en representativ detaljert hydraulisk simuleringsmodell slik at en kunne identifisere eventuelle flaskehalsar, energibesparelser og se på spesifikke eksempler på energioptimalisering.

Hensikten var da å «tune» inn modellen, slik at den representerer de data så reelt som mulig opp mot prosessen som kjøres på fabrikken.

Bakgrunnen for at denne oppgaven ble gitt var at DuPont ønsket en god og detaljert hydraulisk simuleringsmodell som en kunne benytte når en skulle se på oppgraderingsbehov og fremtidige prosjekter med tanke på utbygging av eksisterende anlegg.

Konklusjonen blir at studentene har laget en representativ modell i simuleringsprogrammet AFT Fathom. Modellen har blitt konstruert i samråd med ekstern veileder hos DuPont, samt andre personer som har vært hjelpelige med innhenting av diverse informasjon. Videre har modellen blitt brukt som et verktøy til å studere sensitivitetstilstander, identifisering av flaskehalsar og forbedringspotensialer.

For oppnåelse av best mulig forståelse av sammenhengen mellom trykk og volumstrøm over hele systemet bør det være måleinstrumenter før og etter alle kritiske komponenter, slik er det ikke per dags dato.

Teori og praksis er vanskelig å få til å stemme overens. For mest mulig realistisk modell må inntuning foregå der en manipulerer målte systemverdier inn i kritiske komponenter i AFT.

Gruppen forstår i slutfasen hvordan en kunne jobbet annerledes med denne oppgaven, takket være erfaringer som er opparbeidet hele veien.

Lærekurven har vært proporsjonal med omfanget av oppgaven.

9. Videre arbeid

I dette kapitlet skal det komme frem hva bedriften må fokusere på fremover for å få en optimalisert prosess som mulig.

Hovedprioriteten til DuPont bør være å få en god og oppdatert oversikt over rørnett, samt å få inn gode trykk målinger over varmevekslerene. Dette for å se om en kan få en mer optimalisert prosess ved å gjøre oppgraderinger ved disse vekslerne.

En annen ting som bør gjøres er å få inn data om eksisterende siler og se på potensialet ved å skifte disse ut eller ved å gjøre oppgraderinger av eksisterende siler.

Mulige utbedringer/oppgraderinger som kan føre til at prosessen blir mer kostnadseffektiv kan være:

- Installere en ny type for siler/filter på inntaksledning for Vormedalsvatnet.
- Installere nye eller oppgradere eksisterende pumper, se vedlegg 11.10 for forslag.
- Ser på rørføringene på fabrikken, og utbedre eventuelle steder hvor det er unødvendig med rørføring.
- Optimalisere varmevekslerene eller installere nye vekslere.
- Isolere alle uisolerte rør slik at man unngår varmetap til omgivelsene.

Det kan anbefales videre detaljert arbeid med definering av konkrete trykktap som allerede ikke er gjennomført i eksisterende modell.

Videre arbeid med modell, der en legger til detaljer som ikke er kommet frem i eksisterende modell.

Bibliografi

- [1] DuPont Nutrition & Biosciences, «Stortare,» 2019. [Internett]. Available: <https://www.stortare.no/om-dupont.html>. [Funnet Mars 2020].
- [2] DuPont, Artist, *Taretrålslede*. [Art]. <https://www.stortare.no/tarehosting.html>, 2020.
- [3] DuPont, Artist, *Taretråleren*. [Art]. <https://www.stortare.no/tarehosting.html>, 2020.
- [4] DuPont Nutrition & Biosciences, «Stortare,» 2019. [Internett]. Available: <https://www.stortare.no/tarehosting.html>. [Funnet mars 2020].
- [5] DuPont Nutrition & Biosciences, «Stortare,» 2019. [Internett]. Available: <https://www.stortare.no/produkter.html>. [Funnet Mars 2020].
- [6] DuPont, Artist, *Produksjon av alginat*. [Art]. <https://www.stortare.no/produksjon.html>, 2020.
- [7] G. Maps, Artist, *Oversiktsbilde*. [Art]. Google, 2020.
- [8] SWEP, «Fouling,» 2020. [Internett]. Available: https://www.swep.net/refrigerant-handbook/8.-practical-advice/qw2/?fbclid=IwAR1cgVIoL36n-Vnw6g_rHs5VpmNrkd-welphwGE3wjlpUM3e6Aic9KZeig. [Funnet 12 05 2020].
- [9] Marfag, «1.3 Hydromekanikk,» 2020. [Internett]. Available: <https://www.marfag.no/k08/1-3-hydromekanikk>. [Funnet Mars 2020].
- [10] Brødrene Dahl, «Energi & Klima,» 2020. [Internett]. Available: <https://varmefaktor.no/assets/files/Kapittel4.pdf>. [Funnet Mars 2020].
- [11] B. P. (Universitetet i Oslo), «Store Norske Leksikon,» 12 September 2017. [Internett]. Available: <https://snl.no/varmeveksler>. [Funnet Mars 2020].
- [12] S. Skogestad, *Prosessteknikk (masse- og energibalanser)*, Trondheim: Tapir Akademisk Forlag, 2009.

- [13] S. Nath, Artist, *Cocurrent and Countercurrent heat exchanger*. [Art].
<https://www.quora.com/Why-is-a-counter-flow-heat-exchanger-better-than-a-parallel-flow-heat-exchanger>, 2014.
- [14] K. Norcem, «Bedriftsblogg,» 2014. [Internett]. Available: <http://taf12-kolbjorn.blogspot.com/p/energi.html>. [Funnet Mars 2020].
- [15] Alfa Laval, «Platevarmevekslere med pakning,» 2015. [Internett]. Available: <https://www.alfalaval.no/microsites/platevarmevekslere-med-pakning/typer/>. [Funnet Mars 2020].
- [16] Alfalavel, Artist, *Platevarmeveksler*. [Art].
<https://www.alfalaval.no/microsites/platevarmevekslere-med-pakning/typer/>, 2020.
- [17] Doityourself, «DoItYourSelf,» 2020. [Internett]. Available: <https://www.doityourself.com/stry/best-techniques-for-cleaning-a-plate-heat-exchanger>. [Funnet Mars 2020].
- [18] H. B. Olsen, Artist, *Spyling av plater i varmeveksler*. [Art].
https://hvlopen.brage.unit.no/hvlopen-xmlui/bitstream/handle/11250/293909/Hovedprosjekt_Nordal13_Stølås34_Olsen19fronter.pdf?sequence=1&isAllowed=y, 2015.
- [19] Kiwa NorKjemi AS, «Kiwa NorKjemi,» 2020. [Internett]. Available: <https://www.norkjemi.no/vekslere>. [Funnet Mars 2020].
- [20] A. S. o. H. B. O. Helge Nordal, «Optimalisere rengjøringsprosess av platevarmevekslere,» Bachelorrapport ved HSH, Haugesund, Våren 2015.
- [21] SWEP, Artist, *Mot- og medstrøms varmeveksler*. [Art].
<https://www.swep.net/refrigerant-handbook/8.-practical-advice/qw7/>, 2020.
- [22] G. SI, Artist, *Funksjonsområde for ulike typer pumper*. [Art].
<https://www.quora.com/Why-a-reciprocating-pump-produce-high-head-but-low-discharge>, 2017.
- [23] AxFlow, «Sentrifugalpumper,» 8 Mars 2020. [Internett]. Available: <https://www.axflow.com/nb-no/katalog/produkter/pumper/sentrifugalpumper>. [Funnet Mars 2020].

- [24] Gyldendahl, Artist, *Snitt av en sentrifugalpumpe*. [Art].
http://web2.gyldendal.no/undervisning/felles/pixdir20/?archive=tip_tt&menuitem=menu_4_4&resultsourc=menu_4_4&detailsourc=image_335, 2020.
- [25] R. Mathisen, «NDLA,» 01 August 2018. [Internett]. Available:
<https://ndla.no/subjects/subject:28/topic:1:194200/topic:1:121943/resource:1:123159>. [Funnet Mars 2020].
- [26] Deltapump, «Deltapump,» 2020. [Internett]. Available: <https://deltapump.no/vare-tannhjulpumper/>. [Funnet Mars 2020].
- [27] T. Årtun, «Store Norske Leksikon,» 20 Februar 2018. [Internett]. Available:
<https://snl.no/filtrering>. [Funnet Mars 2020].
- [28] S. Clausen, Artist, *Strainer*. [Art]. HVL i samarbeid med DuPont, 2020.
- [29] N. Nesse, «Store Norske Leksikon,» 5 Juli 2018. [Internett]. Available:
<https://snl.no/sandfilter>. [Funnet Mars 2020].
- [30] R. Brinkman, Artist, *Sandfilter*. [Art]. <https://royalbrinkman.com/knowledge-center/technical-projects/water-filter-technologies-horticulture/sand-filter>, 2020.
- [31] V. Kjøpke, «Store Norske Leksikon,» 14 Februar 2009. [Internett]. Available:
<https://snl.no/kullfilter>. [Funnet Mars 2020].
- [32] Profinor, Artist, *Kullfilter*. [Art]. <https://profinor.no/ncp-plissert-polyester-impregnert-kullfilter-bakterieresistent/>, 2020.
- [33] Aquaworld, «Trommelfilter,» Aquaworld, 2020. [Internett]. Available:
<https://aquaworld.no/produktkategori/hagedam/filter/trommelfilter/>. [Funnet 05 05 2020].
- [34] Krüger Kaldnes, «Hydrotech trommelfilter,» 2020. [Internett]. Available:
<http://www.krugerkaldnes.no/krugerkaldnes/ressources/files/1/34650,KK-Trommel-WEB.pdf>. [Funnet 05 05 2020].
- [35] 911Metallurgist, Artist, *Rotary Drum Filter*. [Art].
<https://www.911metallurgist.com/equipment/rotary-drum-filters/>, 2020.
- [36] Applied Flow Technology, «AFT Applied Flow Technology,» 2020. [Internett]. Available: <https://www.aft.com/products/fathom>. [Funnet Mars 2020].

- [37] Oceaneering, Artist, *Oppbygging av isolasjonssystem på rør*. [Art].
<https://www.ptil.no/contentassets/0c96c31f3c8d42348c46cbb7bece8c45/isoleringslosninger-og-sikkerhetsmessige-utfordringer-i-et-historisk-perspektiv2.pdf>, 2018.
- [38] Armacell, Artist, *Isolering ved bruk av Armaflex*. [Art].
<http://www.armacell.us/products/aparmaflextubes/>, 2020.
- [39] M. Myhre, Artist, *Rørføring H1*. [Art]. HVL, 2020.
- [40] E. edge, Artist, *Moody chart*. [Art].
https://www.engineersedge.com/fluid_flow/pressure_drop/moody_chart.htm, 2020.
- [41] C. Industries, Artist, *Pressure drop data Basket Strainer*. [Art].
http://products.coltonind.com/Asset/122_STR995-1_Pressure-Drop-Data-Basket.pdf, 2020.
- [42] Advdelphisys, «Moody Chart Calculator,»
http://www.advdelphisys.com/michael_maley/moody_chart/, 2020.
- [43] E. Britannica, Artist, *Propellpumpe*. [Art].
<https://global.britannica.com/technology/pump/Kinetic-pumps>, 1996.
- [44] Deltapump, Artist, *Tannhjulpumpe*. [Art]. <https://deltapump.no/vare-tannhjulpumper/>, 2020.
- [45] NDLA, Artist, *Stempelpumpe*. [Art].
<https://ndla.no/subjects/subject:28/topic:1:194200/topic:1:121943/resource:1:123159>, 2018.
- [46] T. E. ToolBox, Artist, *Viscosity of water*. [Art].
https://www.engineeringtoolbox.com/water-dynamic-kinematic-viscosity-d_596.html, 2020.
- [47] M. d. fluidos, Artist, *Moody Diagram*. [Art].
<https://mecanicadefluidosunah.files.wordpress.com/2015/11/moody.jpg>, 2020.
- [48] F. Biopolymer, Artist, *Forsidebilde*. [Art]. 2017.
- [49] Human-as, «Innføring i teamforståelse og Belbin,» Human-as, 2020.

11. Vedlegg

11.1 Vannpumpe diagrammer

	Technical data NCBZ 2P-100-250 B		
	Receiver	From	
Company name Respons. Department Person in charge Phone number Fax no E-mail address	FMC Biopolymer AS Rune Saltveit 90680436 rune.saltveit@fmc.com	Vest Jet AS Jan Rune Hauvik 92820796 jan_rune@vestjet.no	

Operating data specification

Nominal flow	m³/h	0
Nominal head	m	0
Static head	m	0
NPSH - value of plant	m	0
Inlet pressure	bar	0,09793
Fluid		Water, pure
Operating temperature t A	°C	20
Density at t A	kg/dm³	0,9983
Kin. viscosity at t A	mm²/s	1,005

Pump	
Pump name	NCBZ 2P-100-250 B
Size	125/100/250
Design	
Speed 1/min	2900
No of stages	1
Impeller type	
Flow	Nominal m³/h
	Max- m³/h 400
	Min- m³/h 130
Head	Nominal m
	Max- m 79,6
	Min- m 44
Head H(Q=0)	m 80
NPSH 3%	m
Max. working pressure	bar 7,84
Shaft power	kW
Efficiency	%
Max absorbed power	kW 71,59

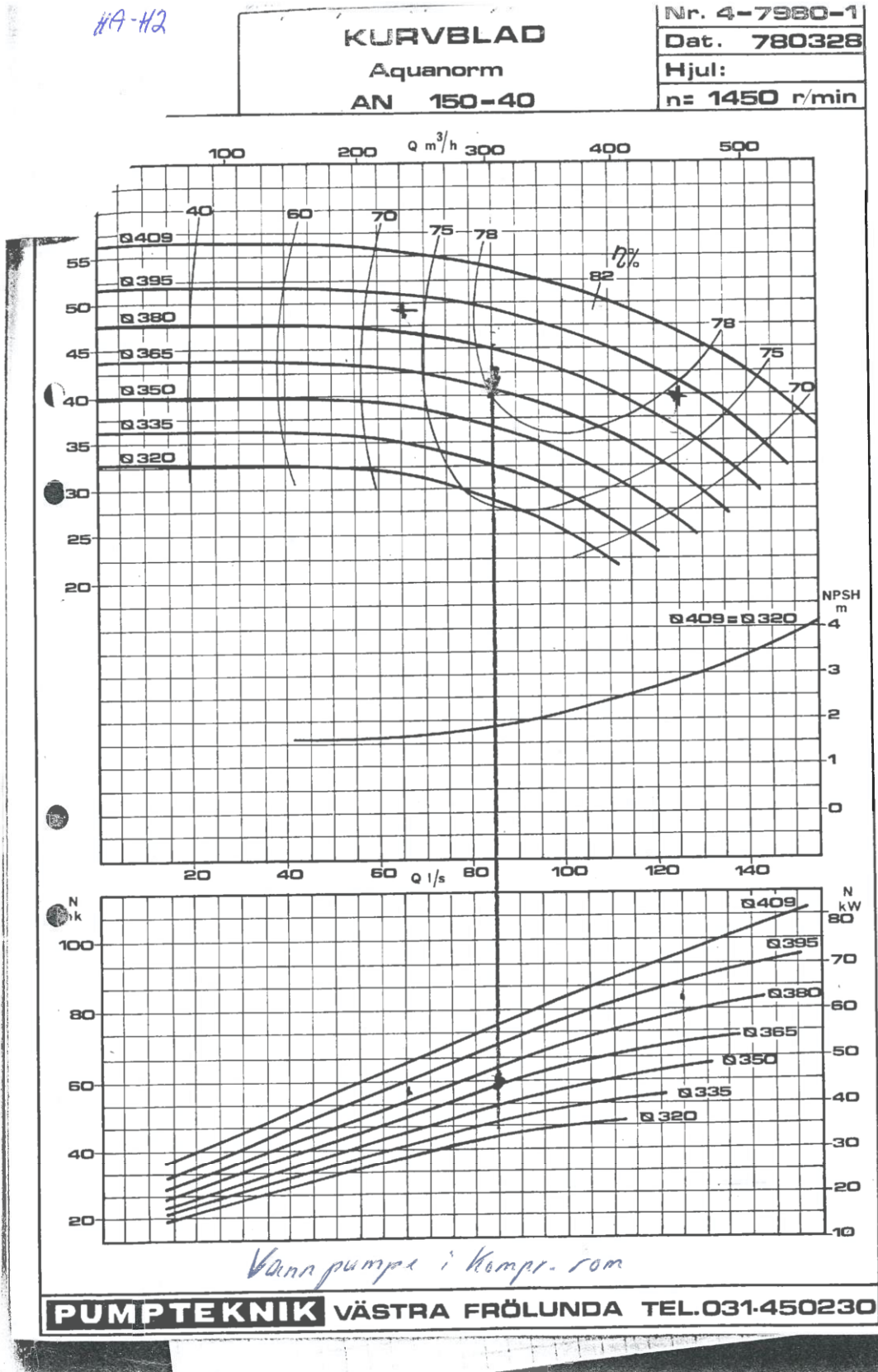
Materials Pump	
Shaft	Stainless steel AISI 431 (1.4057)
Impeller	Cast iron EN-GJL-250
Pump body	Cast iron EN-GJL-250
Disco porta tenuta	Cast iron EN-GJL-250
Gasket	Natural fiber
Mech. seal EN 12756	
Seal face	Carbon graphite resin impreg.
Seat	Alumina Oxide
Rubber elements	EPDM Rubber
Spring and metal bellows	Stainless steel AISI 316
Motor	
Frame size	280 S
Manufacturer / Type	SAER 280 S 2 - 75
Rated power kW	75
Electric current A	
Electric voltage V	400 V
Starting mode	Unknown
Degree of protection	IP 55
Insulation class	F

Dimensions in mm	
a	140
b1	580
b2	630
b3	680
e	135
f	470
H	460
h1	105
h2	280
I1	1500
I2	1400
I3	50
S	M20
x	4

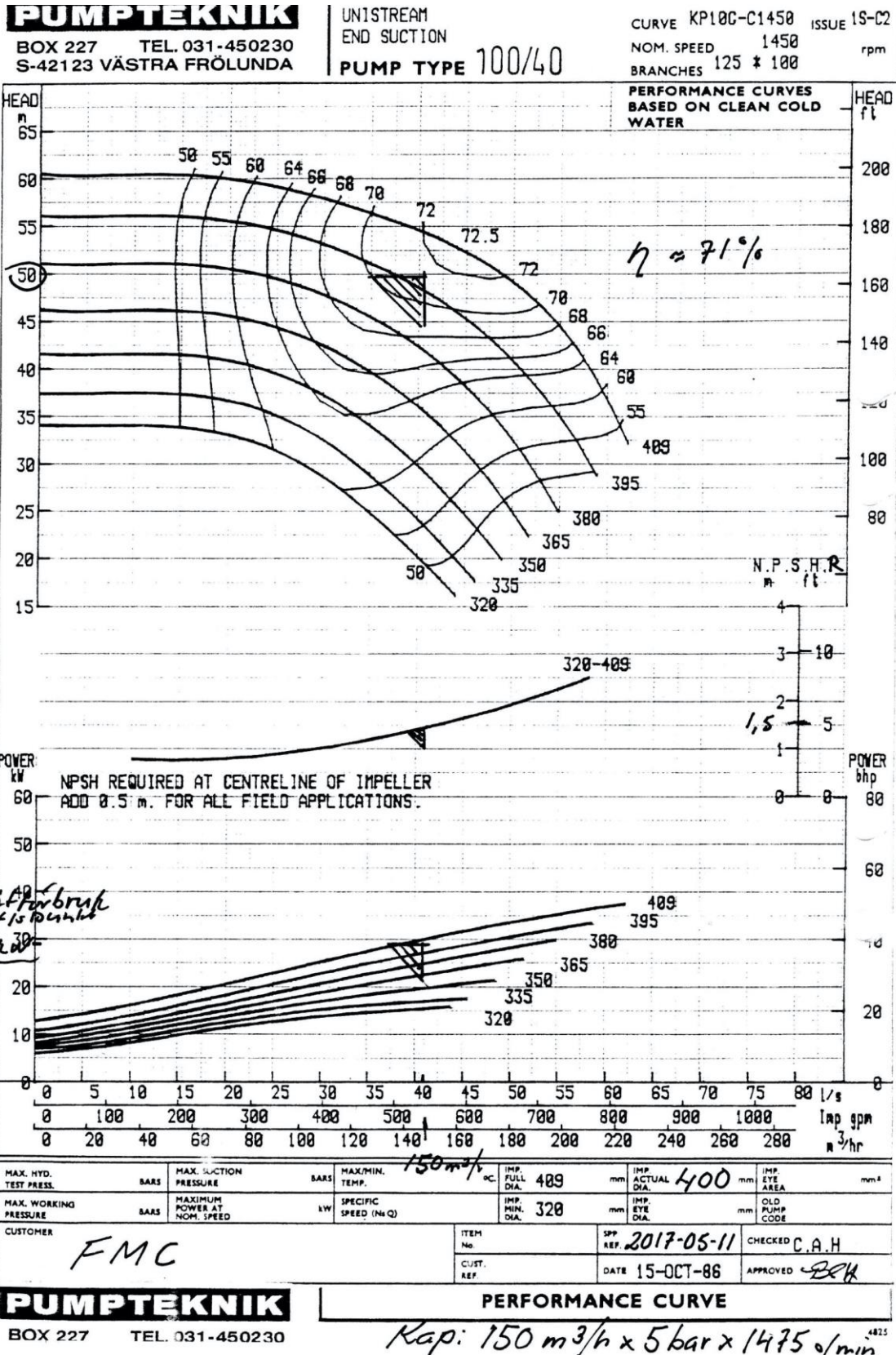
C 158	C 188
D 220	D 250
DN 100	DN 125
K 180	K 210
n° 8	n° 8
øn 19	øn 19

Remarks:	
Project	Project ID
Created by	Created on
	2017-03-10
	Last update

Figur 51 Vannpumpe H2 mot varmeveksler



Figur 52 Vannpumpe H2 Forbruk

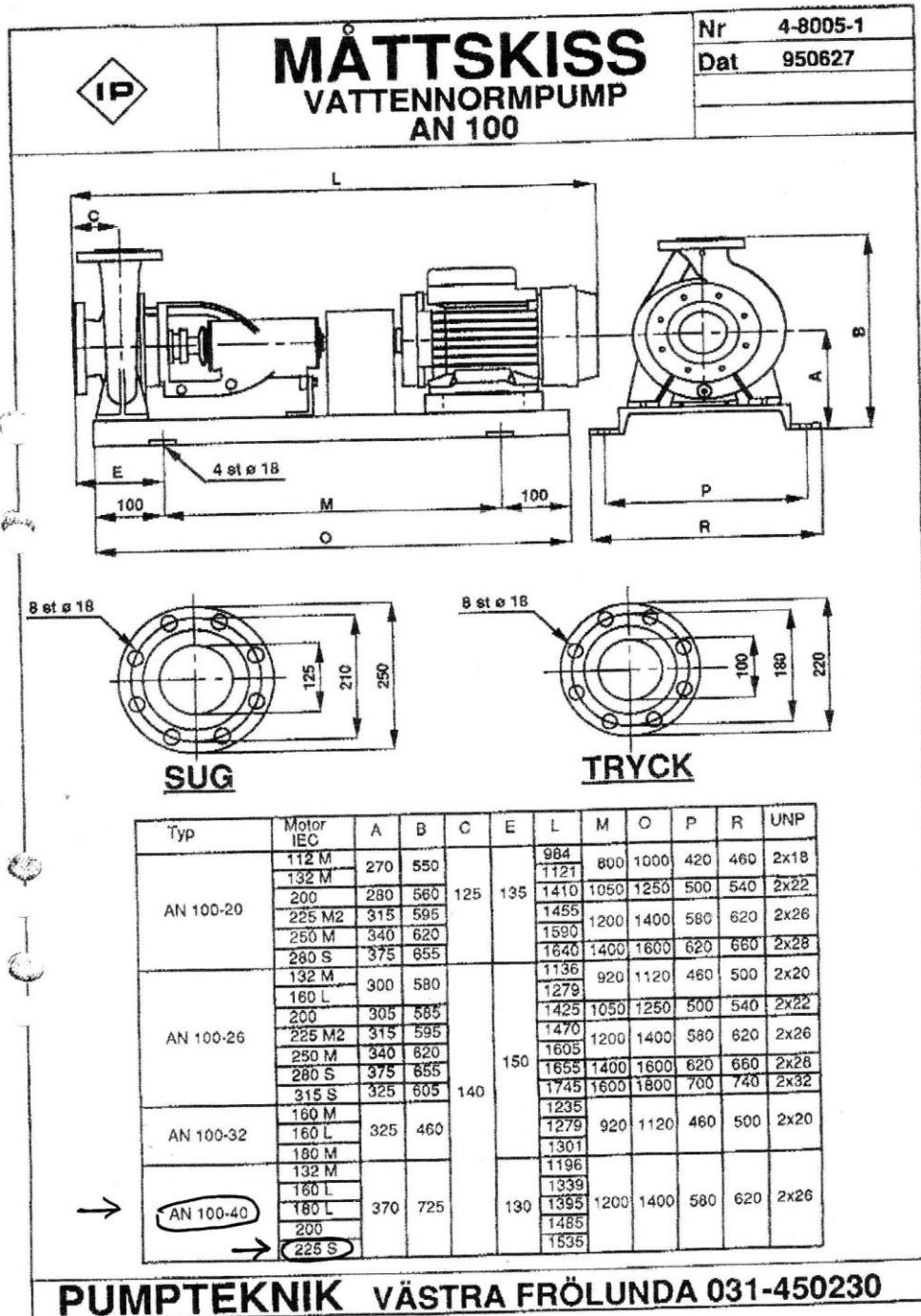


Figur 53 Vannpumpe H1 Forbruk og mot varmevekslere

Fax from : +46 31 454263

PUMPTEKNIK AB

A4->A4 15/05/01 09:00 Sid: 1/1



'01 05/15 08:02

S/M NR.

0506

S01

Figur 54 Vannpumpe H1 Forbruk og mot varmevekslere

11.2 Rørdata

Title Piping & Valve Specification	Project no. 3017025	Document no. 3016037-TD-001
Project DuPont Nutrition & Health / FMC BioPolymer, Vormedal	Revision 3	Page 13 of 33
Date prepared 2020-01-30		

Piping class sheet BS4N

PN10, Stainless Steel.
Design Code EN 13480

Fluids approved for use with this piping class:

- **Fresh Water, Potable (system 44)**
- **Fresh Water, Chlorinated (system 45)**
- **Lye or Caustic Soda (system 50)**
- **Formalin (system 71)**

Max design pressure at temperature

Design Pressure (Barg)	10	10	10	10	10	10	10
Design Temp. (Deg. C)	-196	20	100	150	200	250	300

Corr. Allow: 0,0mm

Max pipe WT tolerance greater of $\pm 12,5\%$ or $\pm 0,4$ mm

Nom. size – DN	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400
OD (mm)	21,3	26,9	33,7	42,4	48,3	60,3	76,1	88,9	114,3	139,7	168,3	219,1	273	323,9	356	406
Wall Th. (mm)	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2,6	3	3	3	3

Item Type:	Range From-To	Geometric Standard	Material Description	Remarks
Pipe	15 400	EN-ISO 1127 Min Tol. Class T2	EN X2CrNiMo17-12-2 Matl.No. 1.4404	AISI 316L Note 7
Nipple	- -	Use R-xxx series	Matl.No. 1.4404	R-208 is POE/TOE (BSPT)
Branch	- -	Branching table 1	Matl.No. 1.4404	
Cap	32 400	EN 10253-4 type B	Matl.No. 1.4404	
Plug	15 25	Hex head, BSPT	Matl.No. 1.4404	
Reducer	20 400	EN 10253-4 type B	Matl.No. 1.4404	Concentric and Eccentric reducers
Straight Tee	15 400	EN 10253-4 type B	Matl.No. 1.4404	
Reducing Tee	20 400	EN 10253-4 type B	Matl.No. 1.4404	
Elbow	15 400	EN 10253-4 type 3D	Matl.No. 1.4404	See notes 4, 5
Flange	15 400	EN 1092-1 typ 02/37 or 11	Matl.No. 1.4404	See notes 1, 2, 3
Blind Flange	15 400	EN 1092-1 type 05	Matl.No. 1.4404	See notes 1, 2
Gasket	15 400	EN-1514-1	Flat gasket	t=1,5mm, Note 6
Bolt c/w Nut	15 400	Machine bolts	Bolt grade A4-70/nut grade 4	EN 1515-1/2

Valve	Range From-To	Valve Code	Nominated vendors/Brands Vendor catalogue reference	Remarks
Check valve	15 100	CHS11		WAFER
Ball Valve	15 150	BLSF11	DN15-100=F4/DN125-200=F5	AISI316, PN10-40, FB
	200 250	BLSF21		AISI316, PN10, FB
	15 50	BLSF02		AISI316, Threaded BSPT, FB
	15 100	BLSF50		FULL BORE WAFER
Butterfly Valve	40 150	BUS11		LUGGED, LEVER OPERATOR
	200 500	BUS22		LUGGED, HANDWH. OPERATOR
Gate Valve	50 150	GTS11		
Globe Valve	15 150	GBS11		

- Notes:
1. Actual rating is PN10-PN40 for DN15-DN40 and PN10-16 for DN50-DN150
 2. Flange facing type B (Raised Face)
 3. Flange type 2/37=Lap Joint with pressed welding collar 37, Flange Type 11=Weld Neck
 4. Elbow type 3D: R=1,5xD (Long Radius)
 5. Alternative bending pipe DN15 – DN50, R=2 x D.
 6. Use Glass Filled PTFE gasket for system 71
 7. Use thicker pipe if indicated on ISO – drawing.

Figur 55 Piping class sheet BS4N fra DuPont pipe spec.

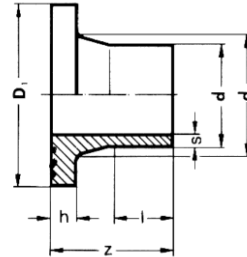
Norsk

English

**PE-krage PE 100 SDR 26
kort type for speilsveising**

Stub end PE 100 SDR 26 for butt welding

Leveres også for SDR 41 og SDR 33



NRF nr	d mm	s mm	D ₁ mm	d ₄ mm	h mm	z mm
242 04 79	90	3,5	138	105	24	80
242 04 89	110	4,2	158	125	26	80
242 04 94	125	4,8	158	132	28	80
242 04 99	140	5,4	188	155	30	80
242 05 09	160	6,2	212	175	30	80
242 05 19	180	6,9	212	180	32	80
242 05 24	200	7,7	268	232	32	100
242 05 34	225	8,6	268	235	32	100
242 05 39	250	9,6	320	285	32	100
242 05 49	280	10,7	320	291	34	100
242 05 59	315	12,1	370	335	36	100
242 05 69	355	13,6	430		40	110
242 05 79	400	15,3	482		44	120
242 05 84	450	17,2	535		44	120
242 05 89	500	19,1	585		47	120
242 05 99	560	21,4	685		50	120
242 06 05	600	23,1	690		52	92
242 06 09	630	24,1	690		56	120
242 06 24	710	27,2	805		60	120
242 06 29	800	30,6	900		77	120
242 06 34	900	34,4	1005		86	120
242 06 39	1000	38,2	1110		96	140
242 06 44	1200	45,9	1330		100	160
242 06 46	1400	53,5	1535		110	180
242 06 48	1600	61,2	1760		115	190
	1800	69,1	1965		120	215
	2000	76,9	2168		140	240

Figur 56 PE-krage PE100 SDR 26

6 Line sizing criteria

6.1 General

When sizing piping, the following constraints shall be addressed:

- required capacity/available driving pressure;
- flow induced forces;
- noise/vibration;
- pressure surges;
- material degradation - erosion, corrosion, cavitation;
- liquid accumulation/slug flow;
- sand accumulation.

Line sizing criteria in the sub clauses below shall be adhered to for design of new installations. For modification of existing installations, additional considerations shall be given to life cycle cost, and increased velocity and/or pressure drop may be accepted if mechanical integrity can be documented, e.g. $\rho V^2 > 200\ 000\ \text{kg/ms}^2$ for a line in the flare system.

In general, sizing of lines should be in accordance with ISO 13703.

Permissible pipe sizes

A minimum size of DN 50 (2 in) should in general be used for all process, process support and utility piping to ensure adequate mechanical integrity. Smaller piping can be used where protection and/or support is provided to withstand human activity.

Minimum size for the sewage and open drain header shall be DN 100 (4 in) and sub-headers DN 80 (3 in). Overflow from atmospheric tanks shall as a minimum be equal to the largest inlet pipe.

Tubing may be used for air, hydraulic oil and other non-combustible/non-hazardous fluids.

Pipe roughness

For all calculations of pressure drop, the following pipe roughness values should be used:

Carbon steel (CS) non-corroded:	0,05 mm
Carbon steel (CS) corroded:	0,5 mm
Stainless steel (SS):	0,05 mm
Titanium and Cu-Ni:	0,05 mm
Glassfiber reinforced polyester (GRP):	0,02 mm
Polyethylene, PVC:	0,005 mm
Flexible hose	vendor to be consulted (see NOTE)

NOTE As a rough estimation, ID/20 mm can be used (ID is the internal diameter in inches) for steel carcass and 0,005 mm for plastic coating.

6.2 Sizing of liquid lines

6.2.1 Velocity limitations

The velocities shall in general be kept low enough to prevent problems with erosion, water-hammer pressure surges, noise, vibration and reaction forces. In some cases a minimum velocity is required.

11.3 Formler og diagrammer

I et rett rørsystem i forbindelse med hydraulikk og strømningsstap, kan trykktapet uttrykkes som:

$$\Delta p_{tap A} = \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho \quad 1$$

Ved rørbend, overganger, innløp og utløp i forbindelse med hydraulikk og strømningsstap, har man da uttrykk som:

$$\Delta p_{tap B} = \sum \xi \rho \frac{v^2}{2} \quad 2$$

Totalt energitap ved hydraulisk system uttrykkes som:

$$\Delta p_{total tap} = \Delta p_{tap A} + \Delta p_{tap B} \quad 3$$

Reynolds tall likning

$$Re = \frac{d V}{\nu} \quad 4$$

Kinematisk viskositet

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad 5$$

Bernoullis likning

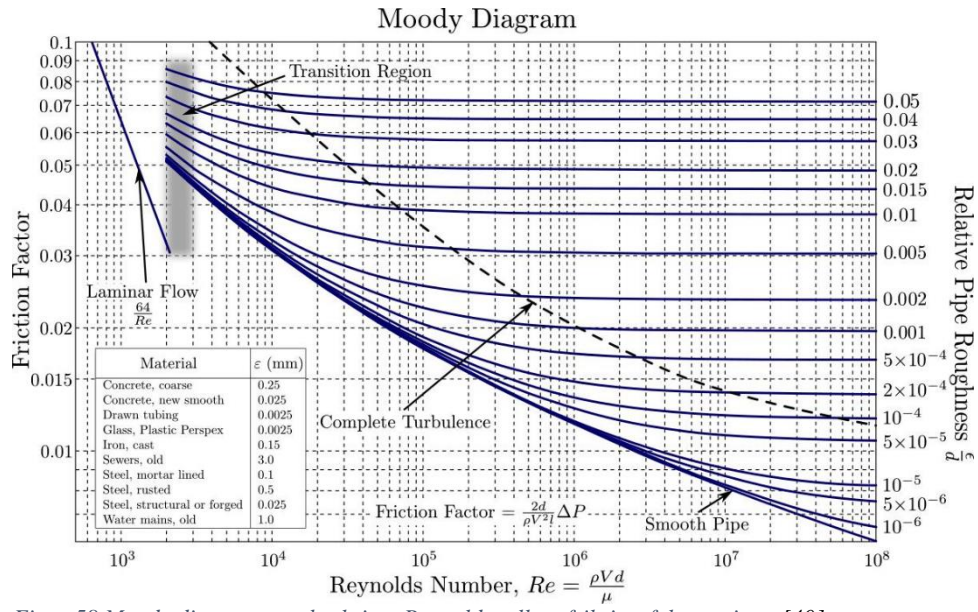
$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 + h_p = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 + h_l \quad 6$$

VIII

Tabell 35 viser alle symboler og definisjoner som er benyttet i likning 1 til 6

Tabell 35 for symboler og definisjoner

Symbol	Enhet	Definisjon
λ	Enhetsløs	Rørfriksjonskoeffisient
ξ	Enhetsløs	Motstandskoeffisient
ρ	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	Massetetthet
v	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$	Middelhastighet
d	[m]	Indrediameter
l	[m]	Rørlengde
$\Delta p_{\text{tap } A}$	[Pa]	Trykktapet ved rett rør
$\Delta p_{\text{tap } B}$	[Pa]	Trykktapet ved band, overgang
$\Delta p_{\text{total tap}}$	[Pa]	Totalt trykktap
Re	Enhetsløs	Reynoldstall
ν	$[\text{m}^2/\text{s}]$	Kinematisk viskositet
μ	$[\text{Pa} \cdot \text{s}]$	Dynamisk viskositet
h_L	[m]	Trykktap i rør
h_P	[m]	Pumpehøyde



Figur 58 Moody diagram som beskriver Reynolds tall og friksjonsfaktorer i rør [40]

11.4 Utgangspunkter for trendlinjer nedstrøms pumper

Her følger datapunkter som de ulike trendlinjene er basert på, slik som vist i Tabell 36 og

Tabell 37 Datapunkter for trendlinje:

H1

Min case

Min	
$Q \left[\frac{m^3}{h} \right]$	$p[bar]$
0,137	0
21,5	0,1
40,2	0,1
51,9	0,1
81,4	0,5
115,4	0,6
137	1
147,934	1,24
162	1,5
183,5	1,7
208,83	2,31

Normal case

Normal	
$Q \left[\frac{m^3}{h} \right]$	$p[bar]$
0,137	0
21,5	0,1
40,2	0,1
60,8	0,2
81,353	0,453
100,776	1,071
118,2	1,4
147,041	2,186
168,9	2,6
200,9	3,7829

Maks case

Max	
$Q \left[\frac{m^3}{h} \right]$	$p[bar]$
0,137	0
21,5	0,1
38,4	0,4
51,6	0,8
72,5	1,2
95,385	1,943
124	2,6
149,572	3,537
169,3	4,3
190,89	5,31

Tabell 36 Datapunkter for trendlinje

H2
Min case

Min	
$Q \left[\frac{m^3}{h} \right]$	$p[bar]$
0,1498	0,954
20,82	0,968
33,397	1,0403
50,028	1,0448
70,028	1,0794
97,77	1,191
141,1416	1,613
177,78	1,845
226,5	2,995
260,96	3,548
289,41	4,225

Normal case

Normal	
$Q \left[\frac{m^3}{h} \right]$	$p[bar]$
0,1498	0,954
20,82	0,968
33,397	1,0403
50,028	1,0448
100,333	1,382
110,27	1,776
123,95	2,138
157,73	2,755
195,864	4,1667
219,5	5,092
245,566	6,2376
267,265	7,5807

Maks case

Max	
$Q \left[\frac{m^3}{h} \right]$	$p[bar]$
0,1498	0,954
20,82	0,968
33,397	1,0403
46,56	1,36
61,433	1,909
80,568	2,4076
114,345	3,619
129,52	4,24
145,488	5,1812
162,6386	5,94659
173,395	6,7696
185,462	7,7291
200,52	8,758

Tabell 37 Datapunkter for trendlinje

11.5 Varmeveksler konfigurasjon og metode

Her ser en på konfigurasjonen til de to varmevekslersystemene til fabrikkene H1 & H2. Det vil også gjøres klart hvordan en har kommet frem til de ulike resultatene.

H1 Varmevekslere

I H1 fabrikken er det montert 2 varmevekslere som har 323 plater og 6 varmevekslere som har 272 plater. Følgende data i Tabell 38 er hentet fra Dupont:

H1	
Antall plater i varmeveksler	Antall varmevekslere
272	6
323	2

Tabell 38 Antall plater i hver enkelt varmeveksler

For å finne DP for hver enkelt varmeveksler, tas dataen fra leverandør som utgangspunkt i Tabell 39:

H1	Clean pr veksler 323 plater	Clean pr veksler 272 plater		
Flow [m ³ /h]	DP kaldside [bar]	DP kaldside [bar]		DP totalt [bar]
100	0,0404	0,061		0,45
150	0,0893	0,134		0,98
200	0,157	0,236		1,73

Tabell 39 Data om DP for hver enkelt varmeveksler og total DP, fra leverandør.

Fra Tabell 39 ser man at forholdet mellom DP 272 plater og DP 323 er:

$$\frac{DP \text{ for 272 plater}}{DP \text{ for 323 plater}} = A$$

$$\text{forholdstall} = \frac{0,061}{0,0404} = 1,5 = A$$

Fra linearitet ser man at en varmeveksler med 272 plater har et differensialtrykk som er 1.5 ganger høyere enn differensialtrykket til varmeveksler med 323 plater.

For å finne DP for hver enkelt varmeveksler kan man bruke forholdstall funnet over for å benytte i en likning som beskriver DP over hver varmeveksler basert på målt data.

$x =$ DP for varmeveksler med 323 plater

$y =$ DP for varmeveksler med 272 plater

H1:

$$\text{Total DP} = 2x + 6y$$

$$\text{Total DP} = 2x + 6(x * 1,5)$$

$$\text{Total DP} = 2x + 9x$$

$$\text{Total DP} = 11x$$

$$x = \frac{\text{Total DP}}{11}$$

$$x = \frac{\text{Total DP [bar]}}{11}$$

$$Total DP = 2x + 6y$$

$$Total DP = 2 \frac{Total DP}{11} + 6y$$

$$6y = Total DP - 2 \frac{Total DP}{11}$$

$$6y = \frac{9}{11} Total DP$$

$$y = \frac{3}{22} Total DP [bar]$$

H2 Varmervekslere

I H2 fabrikken er det montert 1 varmerveksler som har 323 plater og 6 varmervekslere som har 272 plater. Følgende data er hentet fra Dupont i Tabell 40:

H2	
Antall plater i varmerveksler	Antall varmervekslere
272	6
323	1

Tabell 40 Data om plater i hver enkelt varmerveksler

For å finne DP for hver enkelt varmerveksler, tas dataen fra leverandør som utgangspunkt i Tabell 41 :

H2	Clean pr veksler 323 plater	Clean pr veksler 272 plater	As built
Flow [m3/h]	DP kaldside [bar]	DP kaldside [bar]	DP totalt [bar]
200	0,157	0,236	1,6
250	0,243	0,364	2,4
320	0,393	0,588	3,9

Tabell 41 DP fordeling for hver enkelt varmerveksler

Ser på forholdet mellom DP 272 plater og DP 323 plater fra Tabell 41

$$\frac{DP \text{ for } 272 \text{ plater}}{DP \text{ for } 323 \text{ plater}} = A$$

$$\text{forholdstall} = \frac{0,236}{0,157} = 1,5 = A$$

Som ved H1 ser man også her at differensialtrykket for varmeveksler med 272 plater er 1.5 ganger høyere enn differensialtrykket til varmevekslere med 323 plater.

For å finne DP for hver enkelt varmeveksler kan man bruke forholdstall over for å benytte i en likning som beskriver DP over hver varmeveksler basert på målt data.

x= DP for varmeveksler med 323 plater

y= DP for varmeveksler med 272 plater

H2:

$$\text{Total DP} = x + 6y$$

$$\text{Total DP} = x + 6(x * 1,5)$$

$$\text{Total DP} = 10x$$

$$x = \frac{\text{Total DP}}{10}$$

$$\text{Total DP} = x + 6y$$

$$\text{Total DP} = \frac{\text{Total DP}}{10} + 6y$$

$$10 * \text{Total DP} = \text{Total DP} + 60y$$

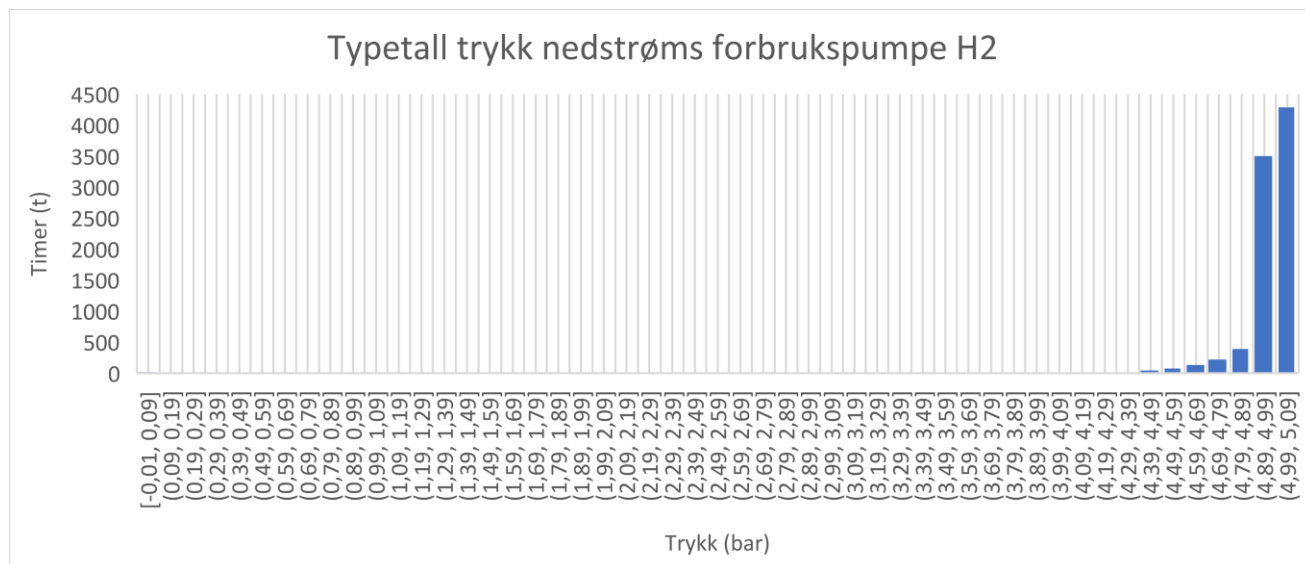
$$9 * \text{Total DP} = 60y$$

$$y = \frac{3}{20} \text{Total DP}$$

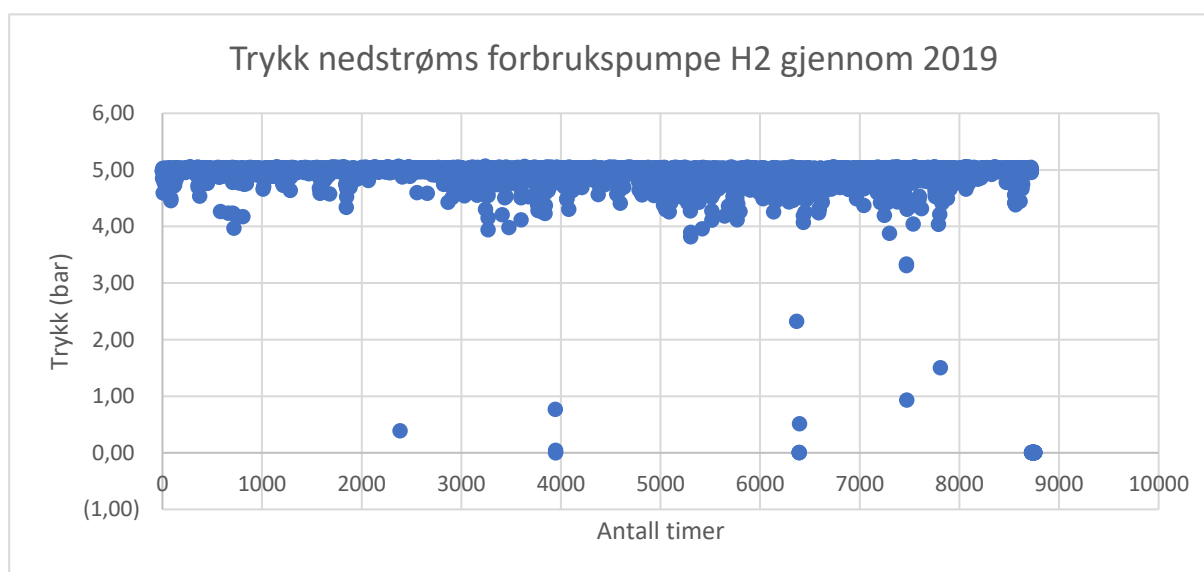
11.6 Trykk nedstrøms forbrukspume H2

Her følger data som beskriver valg av verdier for trykk nedstrøms forbrukspume H2.

Figur 59 og Figur 60 illustrerer dette.



Figur 59 Typiske verdier for trykk nedstrøms forbrukspume i H2



Figur 60 På punktform, man ser tydelig hvilket område trykket har ligget på gjennom året

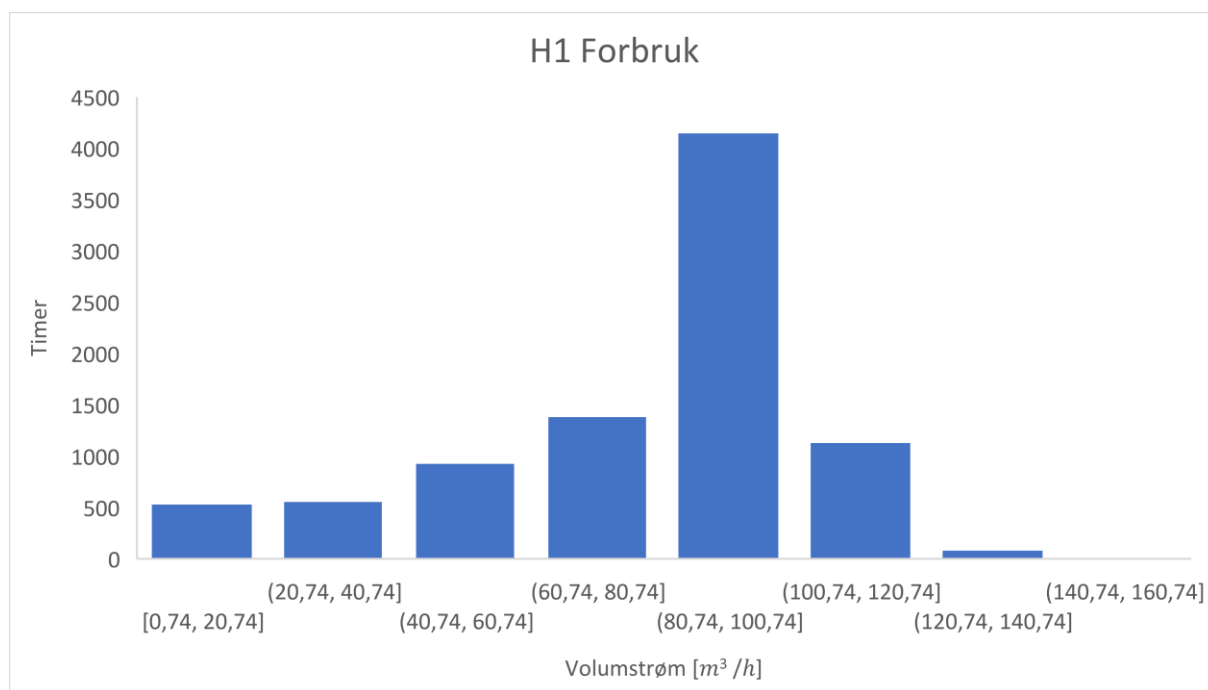
11.7 Vannpumpe data, typiske volumstrømmer

Her følger data som verdiene for typiske volumstrømmer er hentet fra:

Alle figurer har som hensikt å vise hvilke volumstrømmer som har vært oftest gjennom de fire pumpene hos fabrikkene.

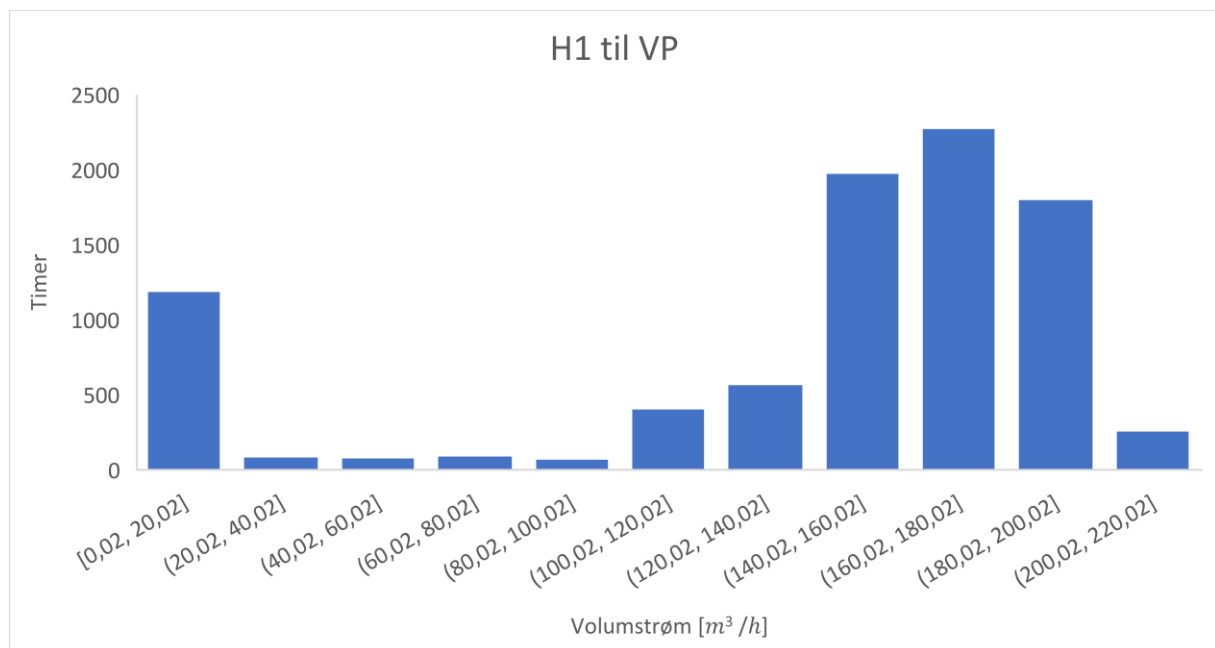
Data er hentet fra Dupont sine logger, og er målt i løpet av 2019.

Figur 61 viser typiske volumstrømmer gjennom året.



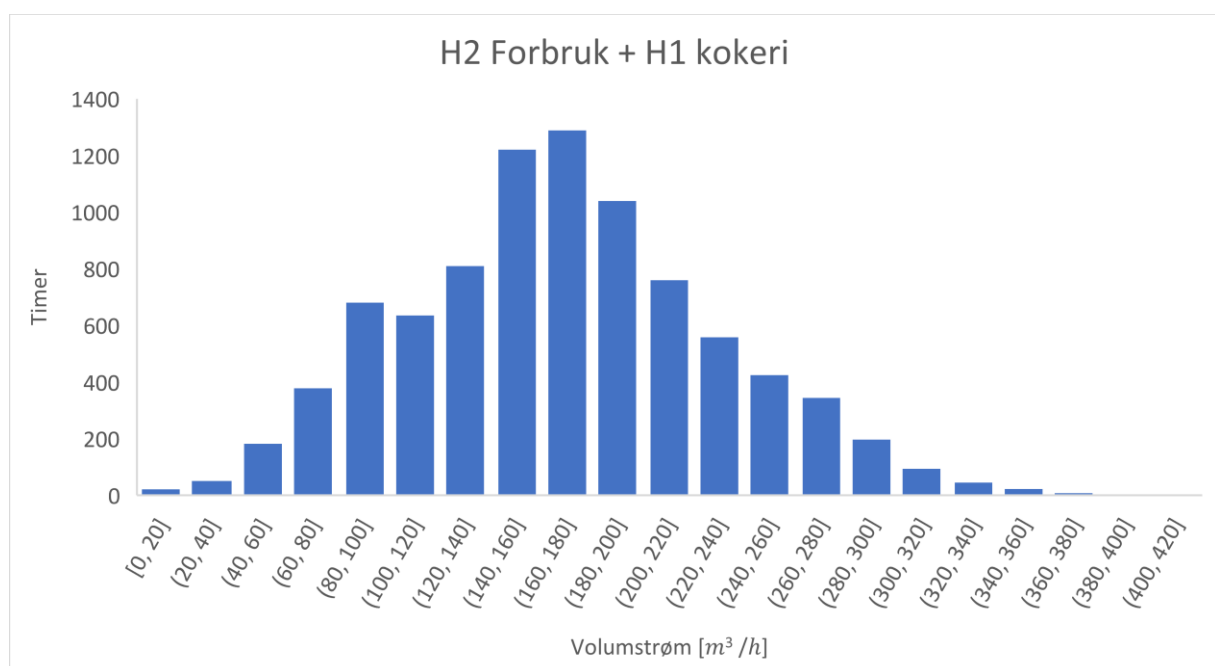
Figur 61 Over 4000 timer ligger volumstrøm på mellom 80 og 100 m³/t

Figur 62 viser typiske volumstrømmer gjennom året.



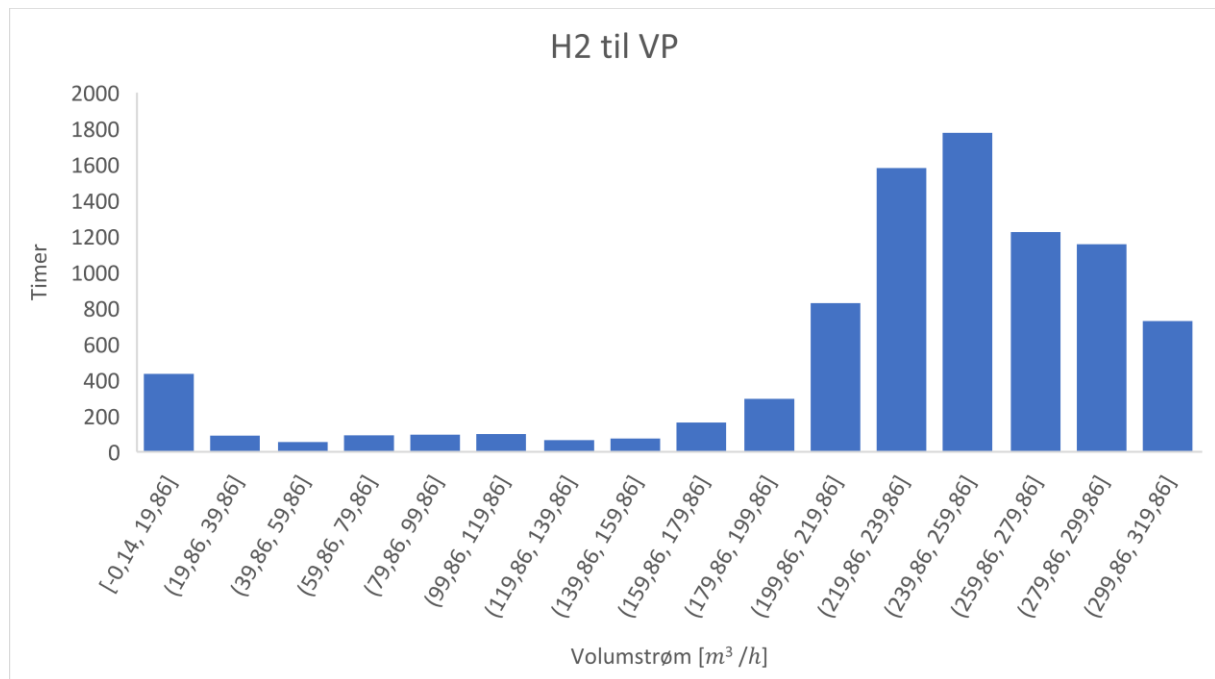
Figur 62 Oftest ligger volumstrømmen på mellom 140 og 200 m³/t

Figur 63 viser typiske volumstrømmer gjennom året.



Figur 63 Nokså spredt av verdier

Figur 64 viser typiske volumstrømmer gjennom året.



Figur 64 Majoriteten ligger på mellom 200 og 320 m³/t

11.8 Antagelser og bakgrunnsdata for siler

Her kommer antagelser som har blitt gjort og begrunnelse for disse. Det følger også med hvilken data de resulterende verdiene er basert på.

Til slutt er det lagt ved en lineær sammenheng hentet fra en leverandør av samme type siler, hvor det vises en trykk vs. volumstrøm korrelasjon over siler.

Antagelser:

1. Mesteparten av tiden er det kun 2 siler som er åpen. (Oftest 1 og 3)
2. Hvis DP er mindre enn 0,1 bar, da er sil åpen.
3. Antar ingen tilbakestrømming, når en bytter fra en sil til en annen.
4. Antar som følge av punkt 3. at når en sil er stengt, er det tilnærmet 0 barg etter sil.
5. Antar ingen tetthetsforskjeller til vann.
6. Antar at DP på 0.5 bar eller høyere er sil stengt eller tett.
7. Antar at liner er full av væske.
8. Antar at hovedinnløp ved Stemmen er under vann.

Begrunnelse for antagelser

1. Fra samtaler med operatører, er det blitt påvist at det er kun 2 siler i bruk om gangen. At 1 og 3 er de som er åpen oftest samtidig, er basert på antall timer hver sil er registrert på under 0.1 bar DP.
2. Vi har valgt denne verdien fordi at vi har lyst til å velge oss et lite utvalg der vi med stor sikkerhet kan si at en sil er åpen. Det er to måter som vi ser at en sil kan ha lav DP:
 - Hvis sil er åpen
 - Tilbakestrømming av væske mot sil, vil gi trykkoppbygging tilnærmet et trykk hvor en kan «tro» at en sil er åpen, men i realiteten er stengt.

Det er på grunnlag av dette vi har valgt å se på verdier under 0.1 bar, men på premiss av antagelse at ingen tilbakestrømming. Samtidig støttes dette av linær sammenheng mellom DP, volumstrøm og størrelse fra anslag fra en leverandør funnet på nett. (Kommer under «linær sammenheng fra leverandør»)

3. Vi antar dette fordi det er vanskelig å skille mellom de to ulike punktene nevnt rett over.
4. Om det ikke er noe væske i volumet mellom ventil opp og nedstrøms sil, er det ikke noe spesielle krefter som utarter og vi kan anta et gage trykk som er tilnærmet 0.
5. Trykk og temperatur varierer ikke i noe grad som påvirker tettheten til væsken i stor skala, dermed neglisjeres tetthet og viskositetsforskjeller.
6. Det er i hovedsak to årsaker som gir høy DP:
 - Mye væske før sil og lite/ingenting etter sil
 - Sil er tett som følge av beleggdannelse av partikler.

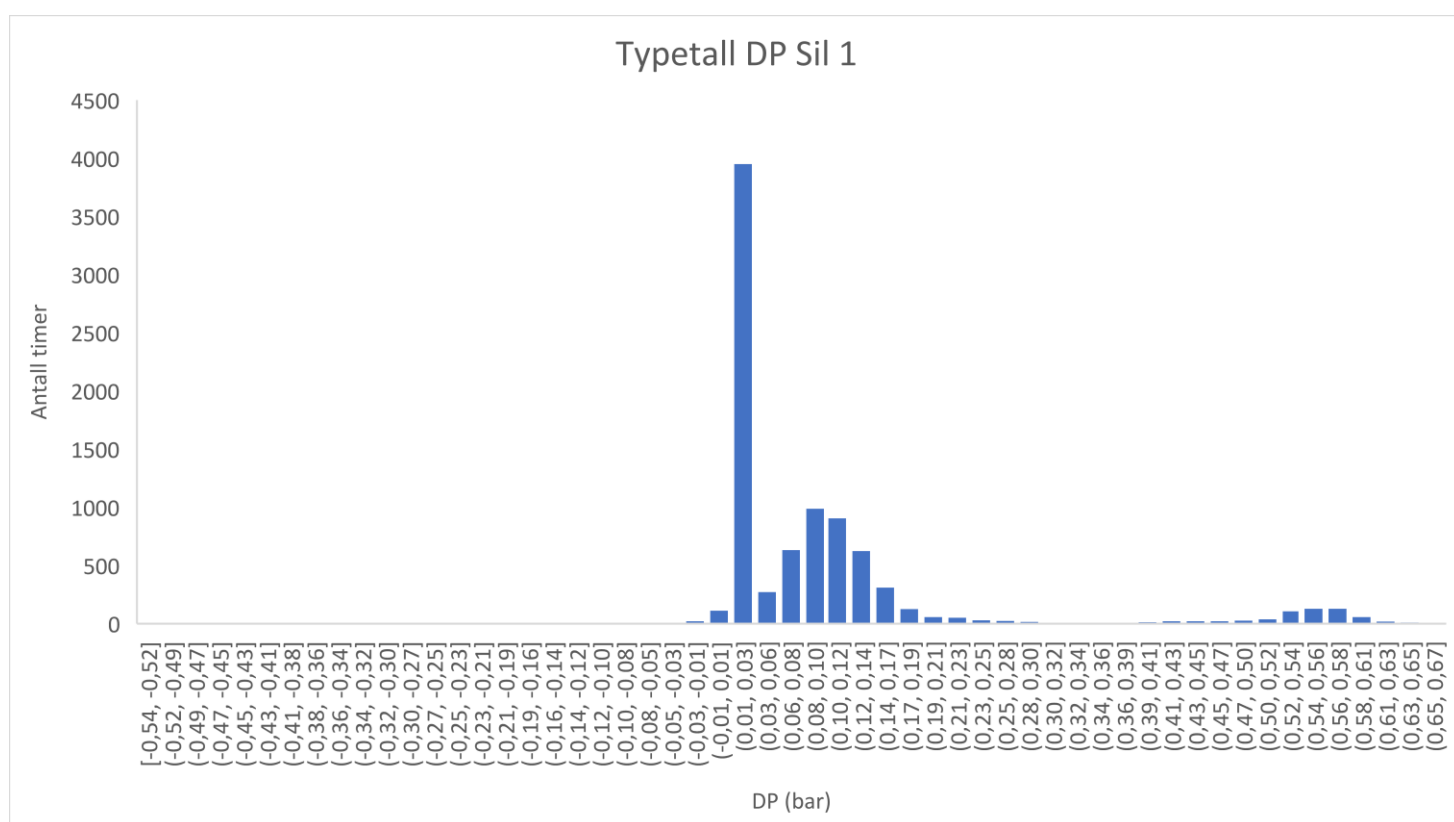
Når vi ser på spriket av DP verdier etter 0.1 bar, ser vi at verdien 0.5 bar viser seg oftest på hver sil. Da vi antar at en sil er stengt med høye DP verdier, velger vi derfor 0.5 bar her.

7. Siden innløpet ved Stemmen konstant er under vann, mener vi at linen ned til siler er full av vann hele tiden, dette vil også føre til at rør inn til siler vil være full av vann hele tiden, om ikke ventil oppstrøms siler er stengt.
8. Det er blitt observert ved åpning av lokk over innløp, at dette er omtrentlig korrekt.

NB! Sil 1 gir 3950 timer med en verdi på 0.01 – 0.03 bar DP. Ved input av denne verdi i AFT vil dette kun hovedsakelig gi volumstrøm gjennom denne sammenlignet med andre siler som har DP på 0.09 bar. Siden dette ikke er naturlig, har vi valgt å se bort i fra denne DP verdi, og valgt en verdi som ligger i intervallområdet 0.08 – 0.1 bar, dette tilsvarer 52 % av verdiene utenom 3950 timer.

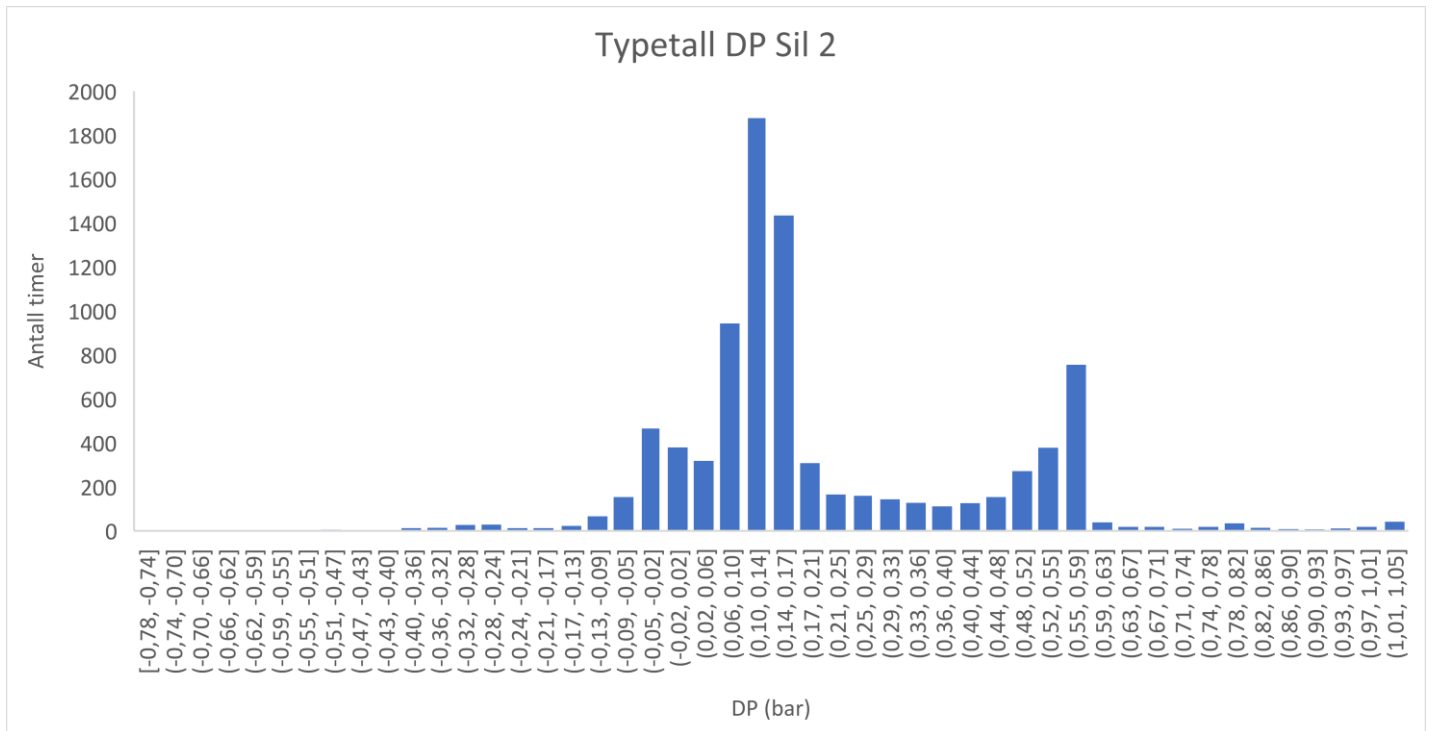
Når det gjelder sil 2 og 3 er det i snitt et differensialtrykk på 0.09 bar som uttrykkes flittigst, og dermed velges disse.

Figur 65 viser de typiske verdiene for trykkfall over sil 1 gjennom 2019.



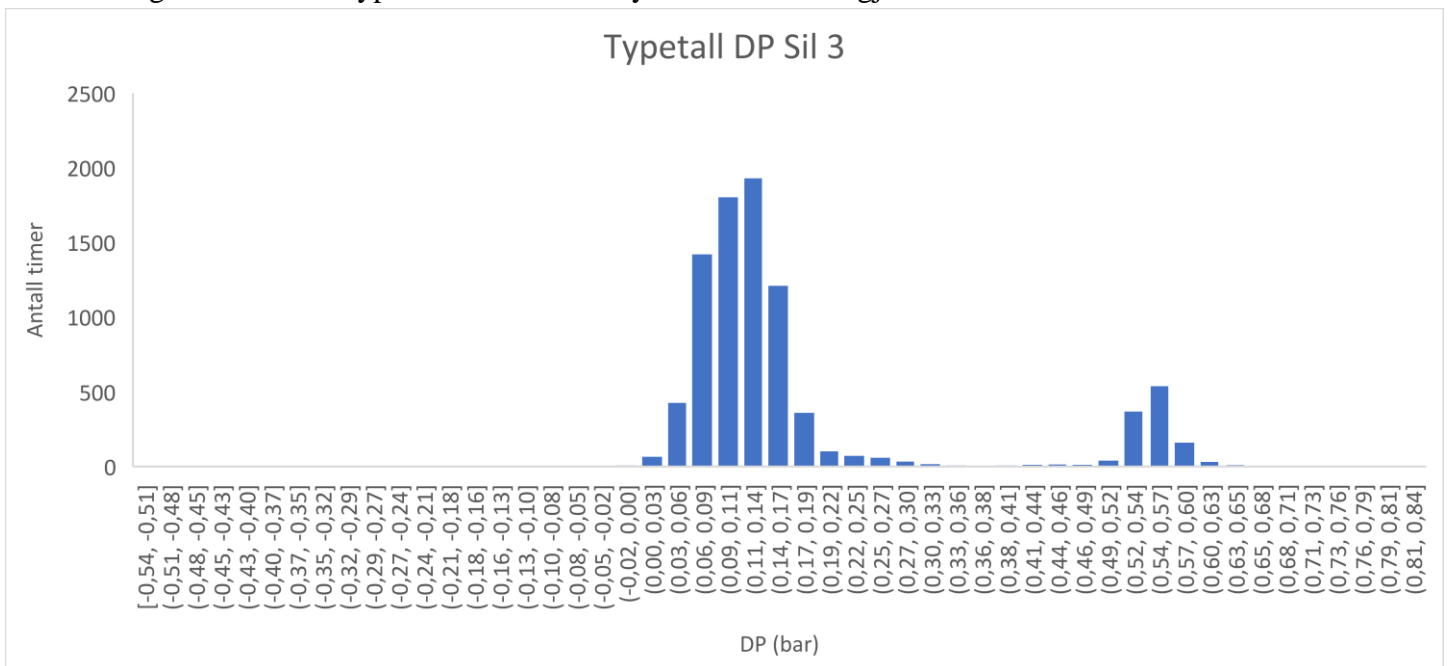
Figur 65 Typetall DP Sil 1

Figur 66 viser de typiske verdiene for trykkfall over sil 2 gjennom 2019.



Figur 66 Typetall DP Sil 2

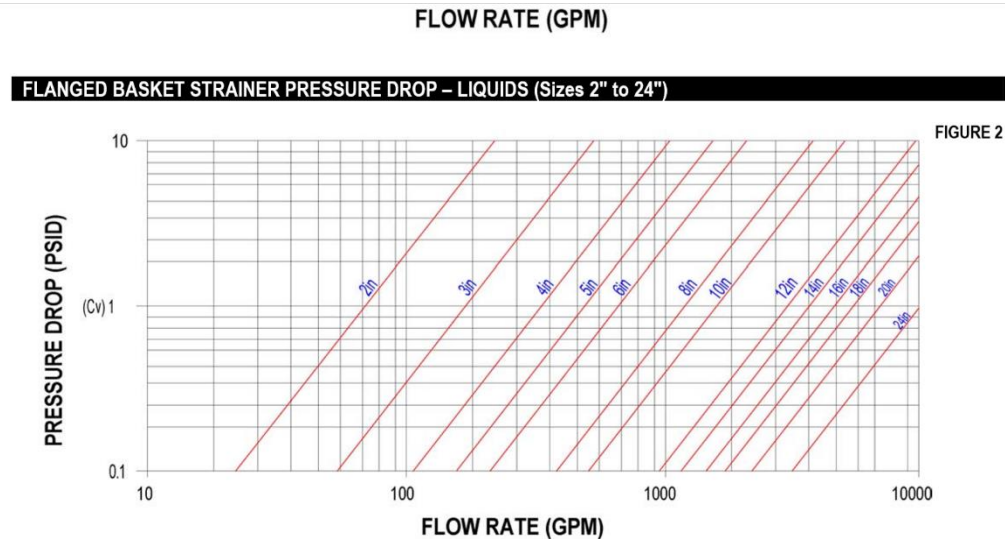
Figur 67 viser de typiske verdiene for trykkfall over sil 3 gjennom 2019.



Figur 67 Typetall DP Sil 3

Lineær sammenheng fra leverandør

Ser man på en lineær sammenheng fra en leverandør av siler av typen «flanged basket strainer», som er samme type siler som hos DuPont, ser en typisk relasjon slik ut som i Figur 68:



Figur 68 Trykkfallsdata over siler fra leverandør av identiske type siler som hos DuPont. [41]

Her ser man at ved 18 tommer, som er tilnærmet lik størrelse på siler hos DuPont (ca 17.61 tommer, 45 cm diameter målt), at DP stiger merkbart først når volumstrøm er ca 450 m³/t (2000 gpm). Ved denne volumstrømraten ligger DP på 0.006895 bar (0.1 PSI). Dette er også en volumstrømraten som representerer et maks case scenario.

For sikkerhet skyld kan vi se på en volumstrømraten på 681 m³/t (3000 gpm) gjennom en sil, om en tenker at flow blir fordelt ca 30 % til en sil og 70 % til andre sil, for eksempel på grunn av en av silene begynner å gå tett. Ved denne volumstrømraten ligger DP på 0.020684 bar (0.3 PSI).

Dette er vel og merke ved **ren tilstand**. Man kan så legge på ønsket begroingsfaktor, som øker DP ytterligere.

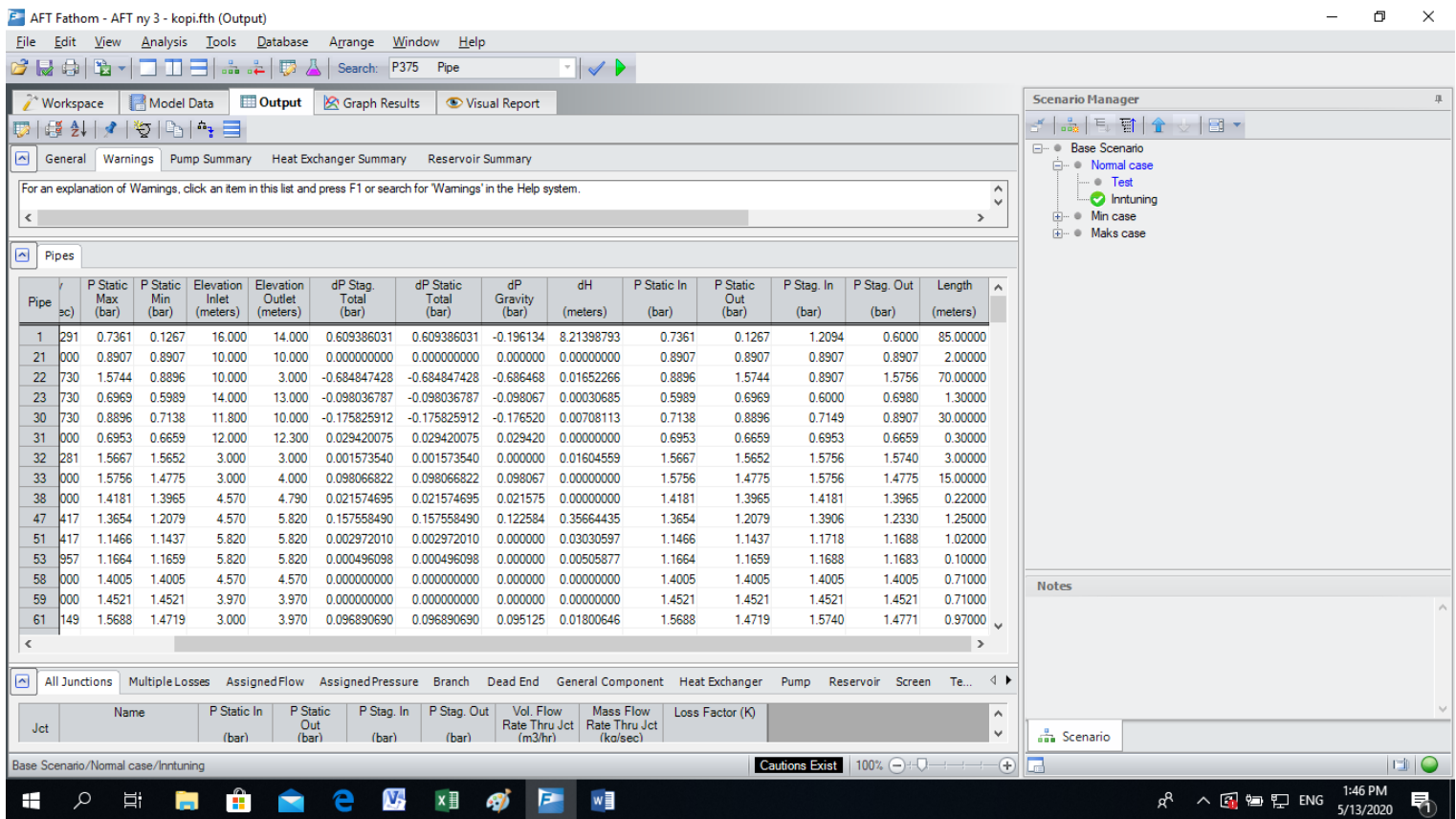
Konklusjon

Basert på størrelse av siler og typiske volumstrømrater vil DP ligge på under 0.1 bar når åpen, selv med litt partikkeloppbygging på filter.

DP avhenger av volumstrøm og størrelse på sil. Høy volumstrøm gir høy DP hvis liten sil.

Høy volumstrøm gir lav DP hvis stor sil.

11.9 Output AFT for beregning av trykktap

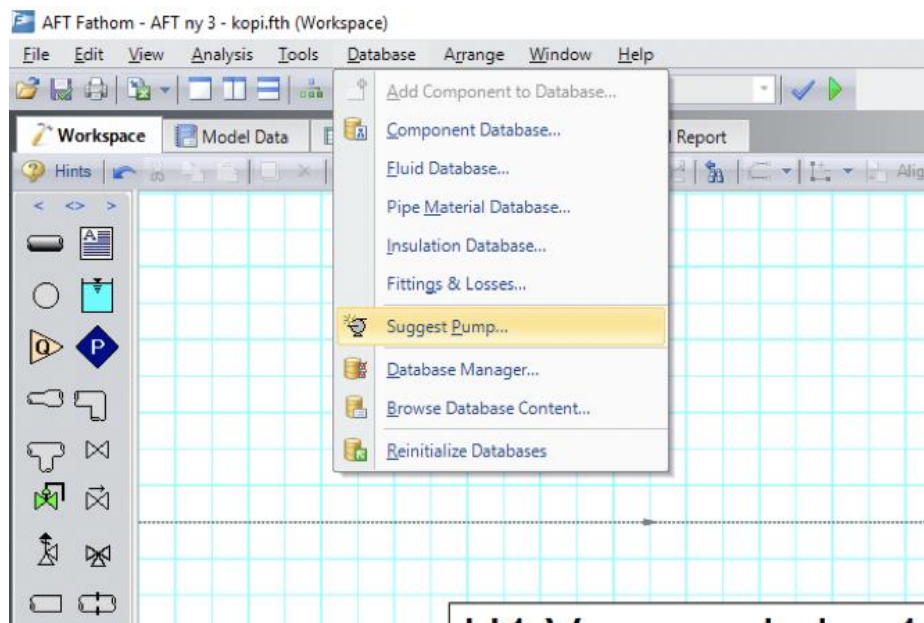


Figur 69 Output AFT, trykktap over rørlengder

11.10 Valg av pumpe ved hjelp av AFT

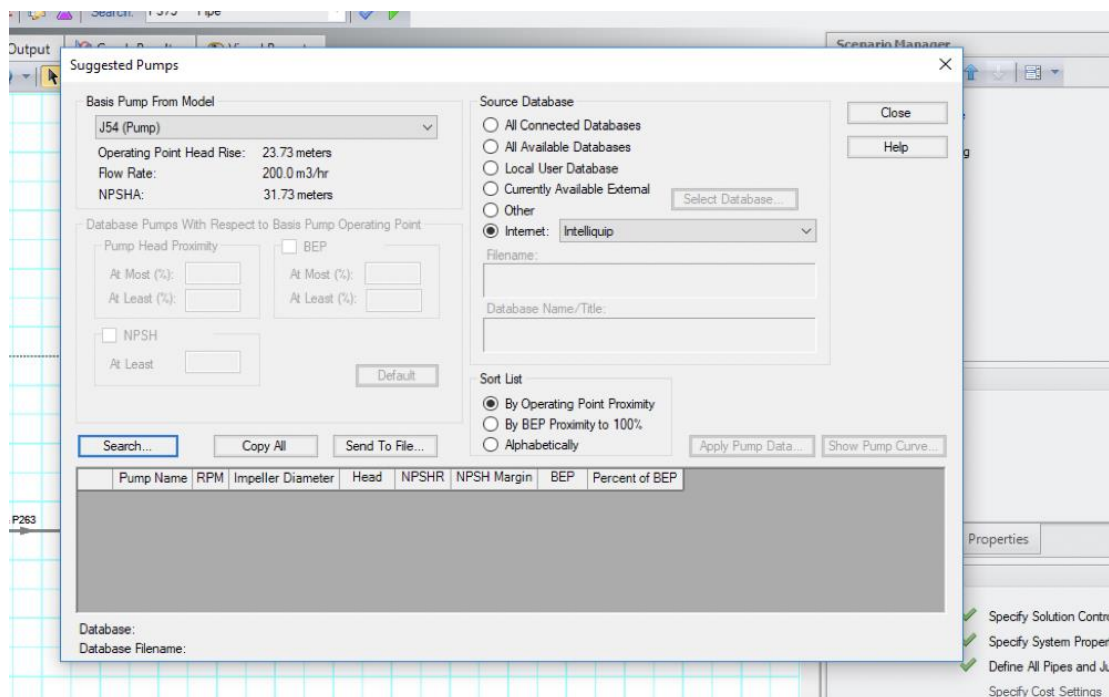
Nedenfor skal en gå gjennom steg for steg for hvordan en kan velge en egnet pumpe utfra modellen som er i AFT og de gitte forutsetningene en har lagt inn.

Figur 70 viser hvordan første trinn av prosessen er. Man velger database i AFT og trykker på «suggest pump» som vist ovenfor.



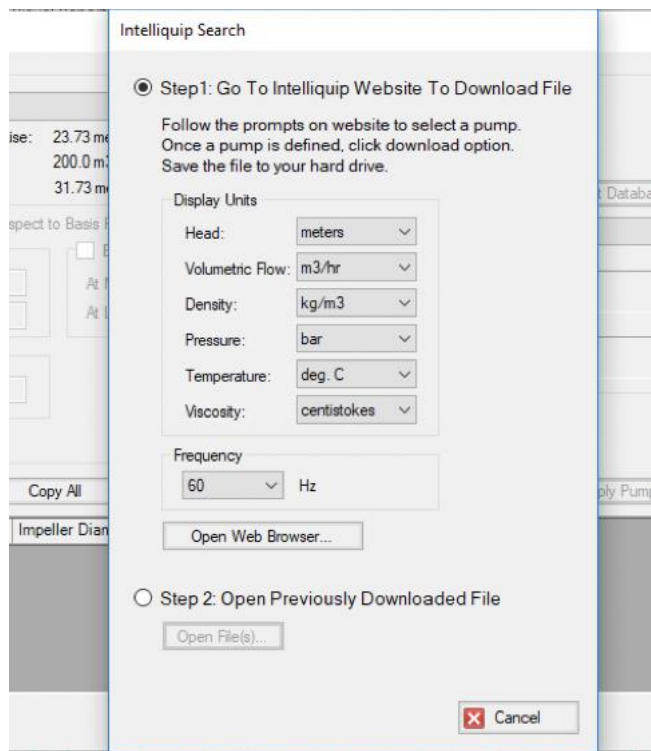
Figur 70 Suggest pump fra AFT

Figur 71 viser hvilke pumpe man skal finne en erstatning for og hva volumstrømmen er for den gitte pumpen. Man velger så «internett» i «source database»



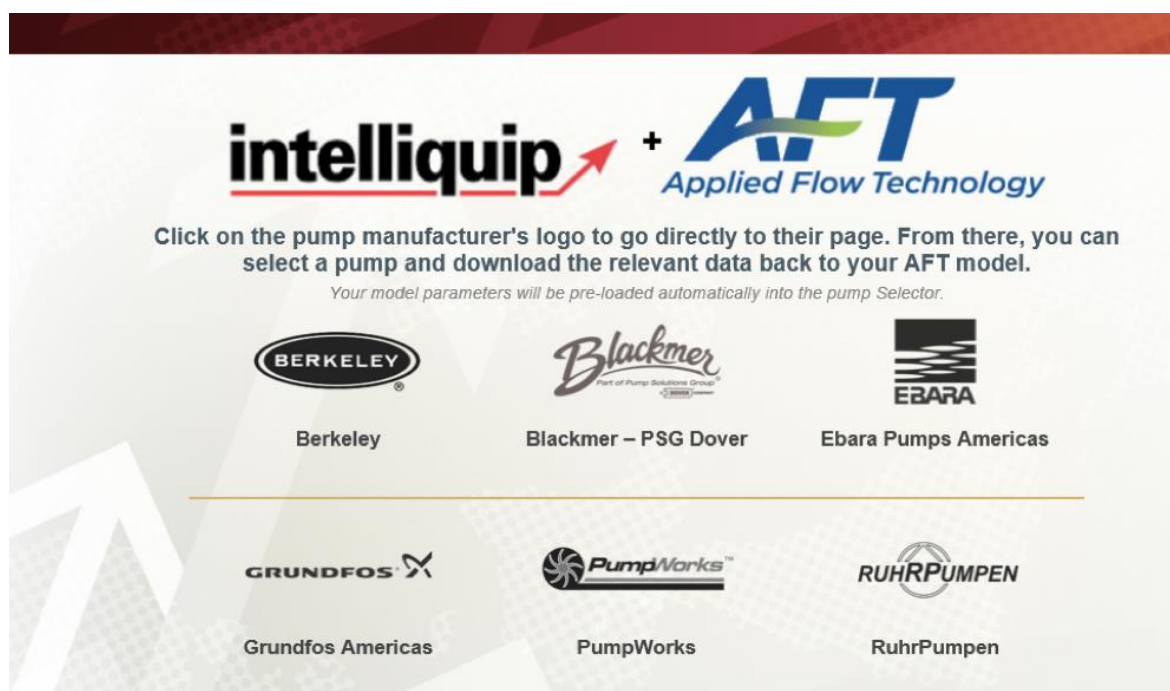
Figur 71 Suggest pump fra AFT

Figur 72 viser hvilke enheter som er ønsket og en trykker så «Open Web Browser»



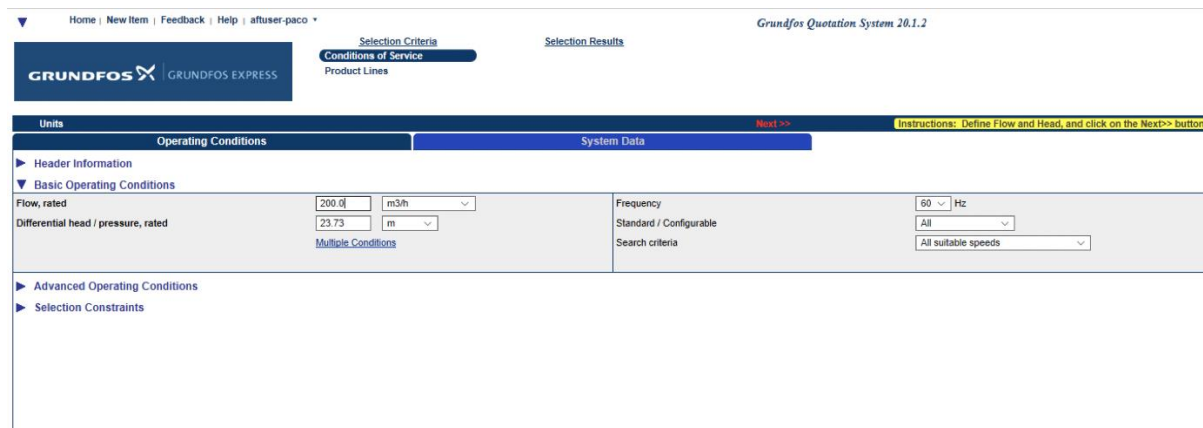
Figur 72 Suggest pump fra AFT

Figur 73 viser de ulike leverandører som leverer pumpe innenfor de rammene som er satt ved hjelp av AFT. En trykker så inn på den eller de bedriftene som er ønsket.



Figur 73 Valg av pumpe leverandør i AFT

Figur 74 viser hvilke volumstrømmer man ønsker, samtidig som en kan velge hvilken frekvens man ønsker på pumpen. Når dette er valgt trykker man så på «next» (markert rødt) nesten helt øverst på siden.



Home | New Item | Feedback | Help | aftuser-paco * Grundfos Quotation System 20.1.2

Selection Criteria
Conditions of Service
Product Lines

GRUNDFOS EXPRESS

Units Next >> Instructions: Define Flow and Head, and click on the Next-> button.

Operating Conditions System Data

Header Information

Basic Operating Conditions

Flow, rated: 200 l/min, m3/h

Differential head / pressure, rated: 23.73 m

Frequency: 60 Hz

Standard / Configurable: All

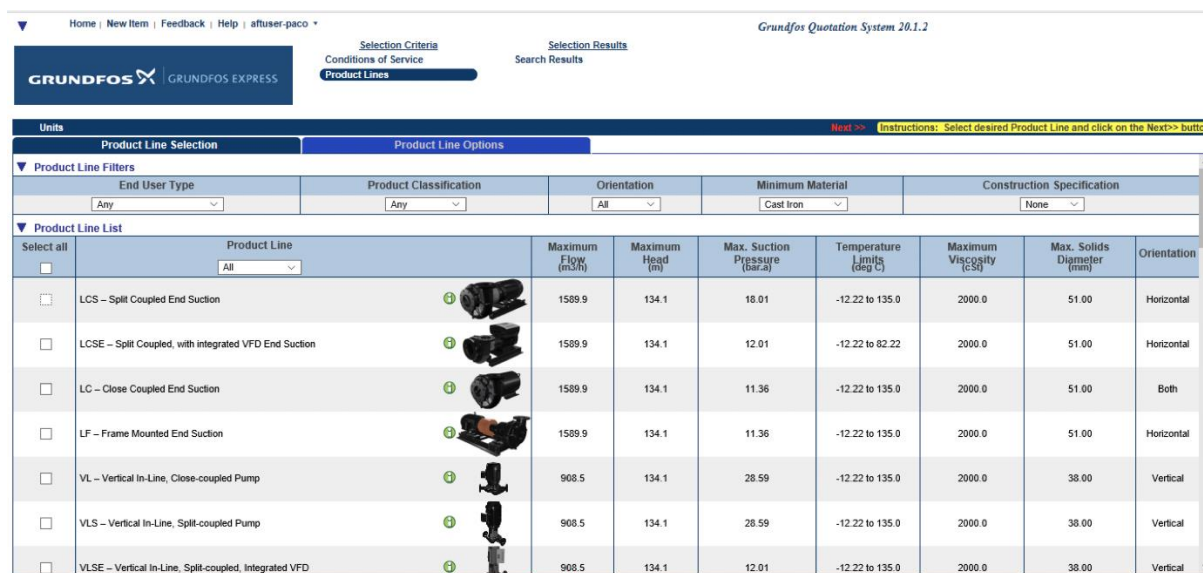
Search criteria: All suitable speeds

Advanced Operating Conditions

Selection Constraints

Figur 74 Valg av pumpe specs i AFT

Figur 75 viser de ulike pumpene en kan velge innenfor de rammene som er satt, og valg av disse pumpene avhenger fra hvor en har tenkt å plassere disse, kostnader og hvilke temperaturer som de tåler å operere i.



Home | New Item | Feedback | Help | aftuser-paco * Grundfos Quotation System 20.1.2

Selection Criteria
Conditions of Service
Product Lines

GRUNDFOS EXPRESS

Units Next >> Instructions: Select desired Product Line and click on the Next-> button.

Product Line Selection Product Line Options

Product Line Filters

End User Type: Any

Product Classification: Any

Orientation: All

Minimum Material: Cast Iron

Construction Specification: None

Product Line List

Select all	Product Line	Maximum Flow (m3/h)	Maximum Head (m)	Max. Suction Pressure (bar.a)	Temperature Limits (deg C)	Maximum Viscosity (cSt)	Max. Solids Diameter (mm)	Orientation
<input type="checkbox"/>	LCS – Split Coupled End Suction	1589.9	134.1	18.01	-12.22 to 135.0	2000.0	51.00	Horizontal
<input type="checkbox"/>	LCSE – Split Coupled, with integrated VFD End Suction	1589.9	134.1	12.01	-12.22 to 82.22	2000.0	51.00	Horizontal
<input type="checkbox"/>	LC – Close Coupled End Suction	1589.9	134.1	11.36	-12.22 to 135.0	2000.0	51.00	Both
<input type="checkbox"/>	LF – Frame Mounted End Suction	1589.9	134.1	11.36	-12.22 to 135.0	2000.0	51.00	Horizontal
<input type="checkbox"/>	VL – Vertical In-Line, Close-coupled Pump	908.5	134.1	28.59	-12.22 to 135.0	2000.0	38.00	Vertical
<input type="checkbox"/>	VLS – Vertical In-Line, Split-coupled Pump	908.5	134.1	28.59	-12.22 to 135.0	2000.0	38.00	Vertical
<input type="checkbox"/>	VLSE – Vertical In-Line, Split-coupled, integrated VFD	908.5	134.1	12.01	-12.22 to 135.0	2000.0	38.00	Vertical

Figur 75 Valg av type pumpe foreslått fra AFT

11.11 Siler som én komponent

Alle figurer og tabeller er laget fra Excel og håndberegninger er utført i tråd med formeler i vedlegg 11.3.

Problemstilling og diskusjon:

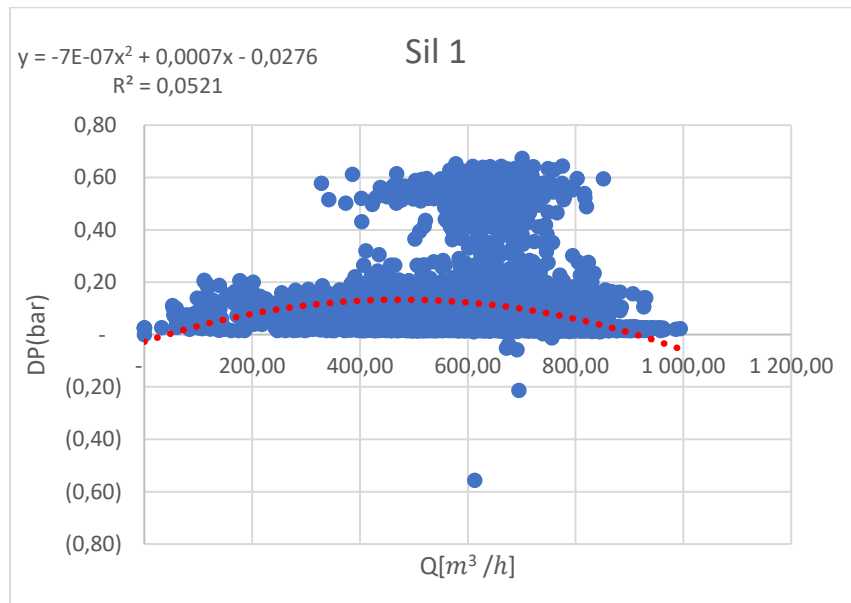
Man trenger flow som strømmer gjennom hver enkelt sil.

Det er ikke montert måler etter hver enkelt sil som kan måle flow strømmen.

Eneste data som er målt i sil systemet er total flow og trykk inn i silsystem og trykk nedstrøms hver enkelt sil.

Det er umulig å bruke disse data som er målt for å lage flow & DP graf for å vise trykkkorrelasjon i hver enkelt sil.

Grafen vist i Figur 76 viser trykkforskjell over sil 1, mot total volumstrøm inn i silsystem (1,2 &3), dette beskriver altså ikke trykkkorrelasjon over sil 1 fordi det ikke sier noe om volumstrøm gjennom sil 1.

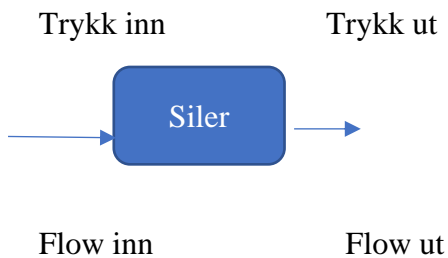


Figur 76 DP vs Q sil 1

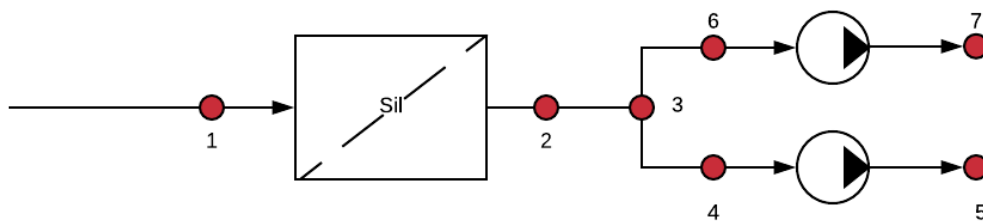
Ved å bruke AFT programvare kan man studere:

- trykk tap i hver enkelt sil
- total flow
- total trykk inn
- trykk ut i hver enkelt sil
- trykk inn i pumper (H1 og H2)
- trykk tap fra sil system til hver enkelt pumpe i H1 og H2

Man ser på hele silsystemet som én komponent:



- Man kan finne trykk etter hver enkelt pumpe i H1 og H2 mot veksler.
- Trykket er målt i punkt 5 og 7 etter pumper. Punktene er vist i Figur 77



Figur 77 Skisse av sil og pumper inn mot H1 og H2

XXX

Verdier fra AFT

Tabell 42 Verdier i AFT

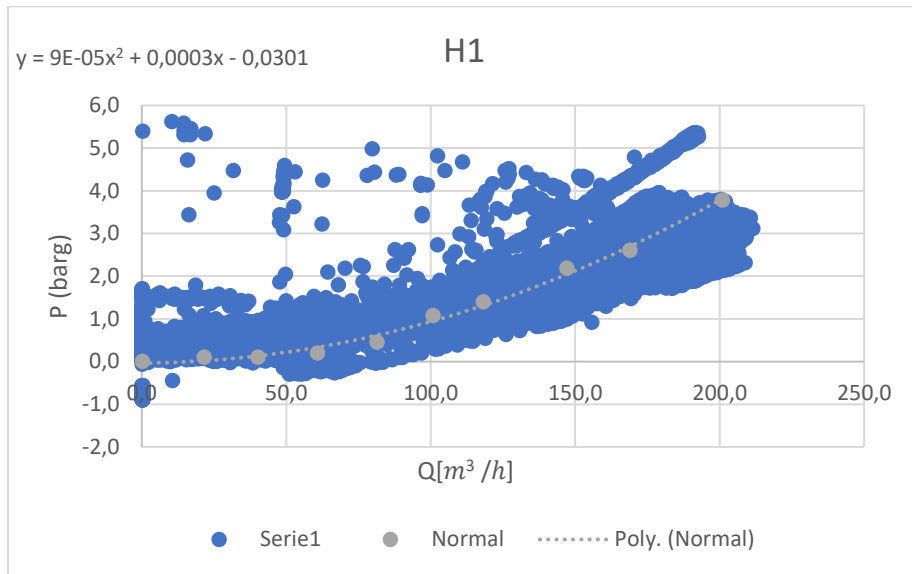
Fra punkt 2 til 3	Fra punkt 3 til 4	Far punkt 4 til 5	Fra punkt 3 til 6	Fra punkt 6 til 7
Diameter 338,8 [mm] $\rho = 1000,003 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ $\nu = 1,52 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]$ $\mu = 0,00152 \text{ [Pa} \cdot \text{s]}$ Relativ ruhet = $7,37898 \times 10^{-6}$ $l = 103,1 \text{ [m]}$ $\Delta h = 9 \text{ [m]}$	D 213,9 [mm] $\rho = 1000,003 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ $\nu = 1,52 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]$ $\mu = 0,00152 \text{ [Pa} \cdot \text{s]}$ Relativ ruhet = $0,000116877$ $l = 18 \text{ [m]}$ $\Delta h = 0,75 \text{ [m]}$ $\xi = 14,08$	$\Delta h = 0,37 \text{ [m]}$	D = 317,9 [mm] $\rho = 1000,003 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ $\nu = 1,52 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]$ $\mu = 0,00152 \text{ [Pa} \cdot \text{s]}$ Relativ ruhet = $0,0000786411$ $\xi = 14,47$ $\Delta h = 0,09 \text{ [m]}$ $l = 43 \text{ [m]}$	$\Delta h = 0,3 \text{ [m]}$

Tabell 42 Verdier i AFT viser verdier i AFT.

Første forsøk

- Utgangspunkt er punkt 5 i figur under, pumpe mot varmeveksler H1
- Finner trykk etter pumpe i punkt 5, punktene er vist i Figur 77

Figur 78 viser trykk mot strømning i H1



Figur 78 P vs Q H1

- Likning hentet fra Excel som grafen representerer
- $y = 9 \times 10^{-5}x^2 + 0,0003x - 0,0301$
- $20 < x \leq 200$
- Hvis $x = 200 \left[\frac{m^3}{h} \right] \rightarrow y = 3,6299 [bar g]$ trykk etter pumpe H1
- Da blir trykk i punkt 5 $3,6299 [bar g]$
- Pumpe i H1 leverer $2,61192 [bar g]$, funnet fra pumpediagram i vedlegg 11.1
- Trykk i punkt 4, kan finnes ved å trekke pumpetrykk $2,61192 [bar g]$ fra trykk i punkt 5 $3,630 [bar g]$ og legge på potensiell energi.

Tabell 43 Trykk i punkt 5

P (5) [<i>bar</i> g]	3,630
Q inn [$\frac{m^3}{h}$]	200,0
v inn [$\frac{m}{s}$]	1,546
Reynoldstall	217 562,752
f (friksjonsfaktor)	0,0163191890
DH Potensial energi [<i>bar</i>]	0,036297109
P pumpe leverer [<i>bar</i> g]	2,61192
P(4) [<i>bar</i> g]	1,05427677

- Da blir trykk før pumpe i punkt 4: $3,630 \text{ [bar]g} - 2,61192 \text{ [bar]g} + 0,036297 \text{ [bar]} = 1,054 \text{ [bar]g}$
- Trykk i punkt 4 blir $1,054 \text{ [bar]g}$
- Trykk i punkt 3 kan finnes ved å legge sammen trykk i punkt 4 og trykktap gjennom rør og komponenter fra punkt 3 til punkt 4.

Tabell 44 trykk i punkt 4

P (4) [<i>bar</i> g]	1,054277
DH [<i>bar</i>]	0,073575221
Kenematisk energi [<i>bar</i>]	-0,00936
DP[<i>bar</i>] rett rør	0,016412082
DP[<i>bar</i>] _komponent	0,16827
P(3) [<i>bar</i> g]	1,30318
Q (3) [$\frac{m^3}{h}$]	670,0
v(3) inn [$\frac{m}{s}$]	2,064
Q (4) [$\frac{m^3}{h}$]	200,0
v(4) ut [$\frac{m}{s}$]	1,546

- Trykk i punkt 3 er $1,30318[\text{bar}g]$, fordi $1,054277 + 0,073575221 + 0,016412082 + 0,16827 + (-0,00936) = 1,30318 [\text{bar}g]$
- Trykk etter sil, punkt 2 blir trykk i punkt 3 og legges på trykktap i rør og trykktap på grunn an potensial energi, mellom punkt 2 og 3.

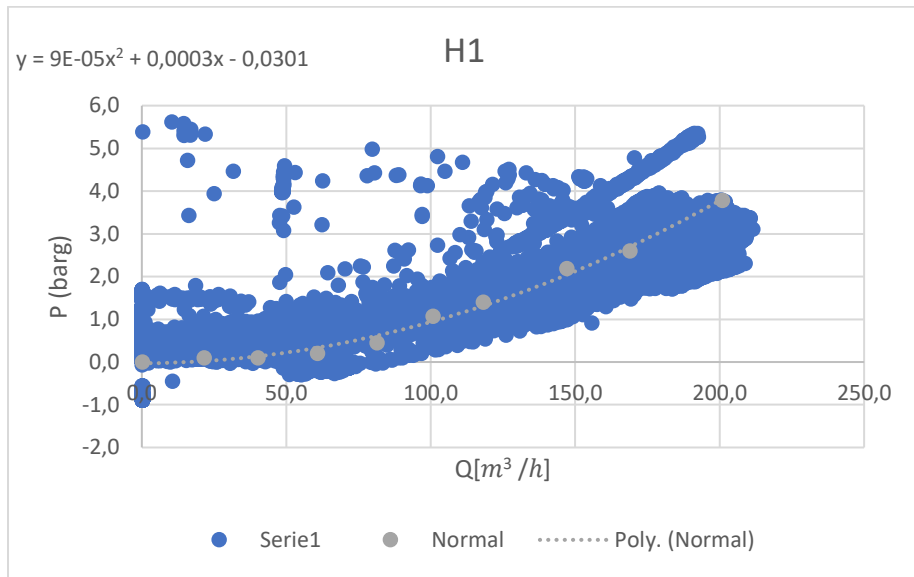
Tabell 45 trykk i punkt 3

P (3) [bar g]	1,30318
Q $[\frac{m^3}{h}]$	670,000
v $[\frac{m}{s}]$	2,064
Reynoldstall	460 147,14719
f (friksjonfaktor)	0,0134600018
DP_rett rør [bar]	0,087
P(2) [bar g]	0,50755
DH[bar]	-0,882902649

- Trykk etter sil i punkt 2 blir $0,50755 [\text{bar}g]$

Andre Forsøk

- Utgangspunkt er punkt 5, pumpe mot varmeveksler H1
- Finner trykk etter pumpe i punkt 5, som vist i Figur 77



Figur 79 P vs Q H1

- Likning hentet fra Excel som grafen representerer
- $y = 9 \times 10^{-5}x^2 + 0,0003x - 0,0301$
- $20 < x \leq 200$
- Hvis $x = 190 \left[\frac{m^3}{s} \right] \rightarrow y = 3,2759 [barg]$ trykk etter pumpe H1
- Da blir trykk i punkt 5 $3,2759 [barg]$.
- Pumpe i H1 leverer $3,273 [barg]$, funnet i pumpediagram fra vedlegg 11.1

Tabell 46 Trykk i punkt 5

P (5) [barg]	3,276
Q $\left[\frac{m^3}{h} \right]$	190,0
v $\left[\frac{m}{s} \right]$	1,469
Reynoldstall	206 684,615
f (friksjonsfaktor)	0,01644780968
DH Potensial energi [bar]	0,036297109
P pumpe leverer [barg]	2,78605
P(4) [barg]	0,526247109

- Trykk i punkt 4, kan finnes ved å trekke pumpetrykk 2,78605 [*bar g*] fra trykk i punkt 5 3,276 [*bar g*] og legge på potensiell energi 0,036297109 [*bar*].
- Trykk i punkt 4 blir 0,526247109 [*bar g*]
- Trykk i punkt 3 kan finnes ved å legge sammen trykk i punkt 4, og trykktap gjennom rør og komponenter og potensiell energi, for så å trekke fra kinetisk energi fra punkt 3 til punkt 4.

Tabell 47 Trykk i punkt 4

P (4) [<i>bar g</i>]	0,526247109
DH [<i>bar</i>]	0,073575221
Kinetisk energi tap [<i>bar</i>]	-0,01052
DP_rett rør [<i>bar</i>]	0,014928645
DP_komponent [<i>bar</i>]	0,15186
P(3) [<i>bar g</i>]	0,75599
Q(3) [$\frac{m^3}{h}$]	2,064
v(3) inn [$\frac{m}{s}$]	2,064
Q(4) [$\frac{m^3}{h}$]	190
v(4) ut [$\frac{m}{s}$]	1,469

- Trykk i punkt 3 blir 0,75599 [*bar g*]
- Trykk etter sil i punkt 2 kan finnes ved å legge trykk i punkt 3 til trykktap i rør og trykktap på grunn av potensiell energi, mellom punkt 2 og 3.

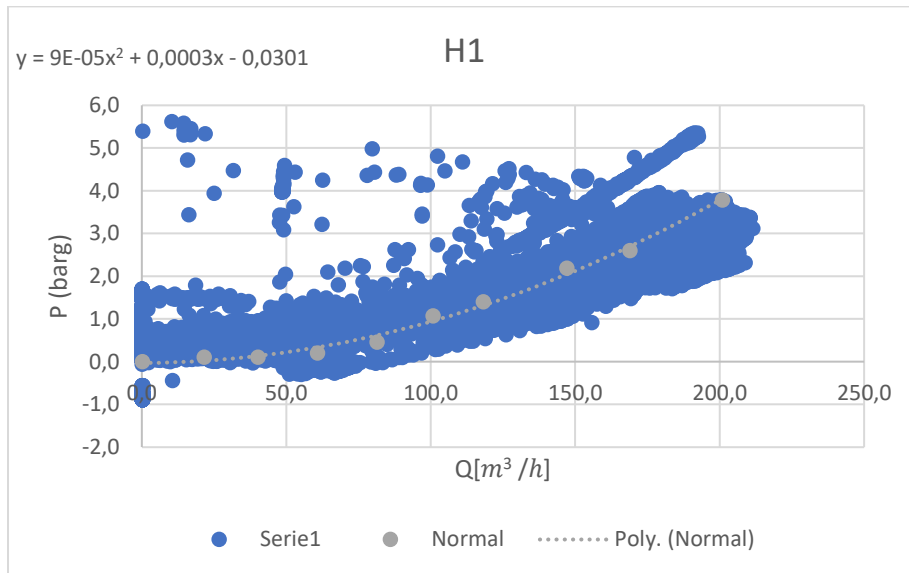
Tabell 48 Trykk i punkt 3

P (3) [<i>bar g</i>]	0,75599
Q [$\frac{m^3}{h}$]	670,0
v [$\frac{m}{s}$]	2,064
Reynoldstall	460 147,14719
f (friksjonfaktor)	0,0134600018
DP_rett rør [<i>bar g</i>]	0,087
DH [<i>bar</i>]	-0,882902649
P(2) [<i>bar g</i>]	-0,04

- Trykk etter sil i punkt 2 blir **-0,04** [*bar g*]
- Det er umulig at trykket etter sil er under null [*bar g*], fordi silen er åpen. Trykket kan falle ned, men blir ikke mindre enn null, hvis det antas at det er flow gjennom sil. Kan dermed ikke akseptere dette forsøket.

Tredje Forsøk

- Utgangspunkt er i punkt 5, pumpe mot varmeveksler H1
- Finner trykk etter pumpe i punkt 5



Figur 80 P vs Q H1

- Likning er hentet fra Excel som grafen representerer
- $y = 9 \times 10^{-5}x^2 + 0,0003x - 0,0301$
- $20 < x \leq 200$
- Hvis $x = 180 \left[\frac{m^3}{s} \right] \rightarrow y = 2,9399 [barg]$ trykk etter pumpe H1
- Da blir trykk i punkt 5 $2,9399 [barg]$.
- Pumpe i H1 leverer $3,273 [barg]$, funnet i pumpediagram i vedlegg 11.

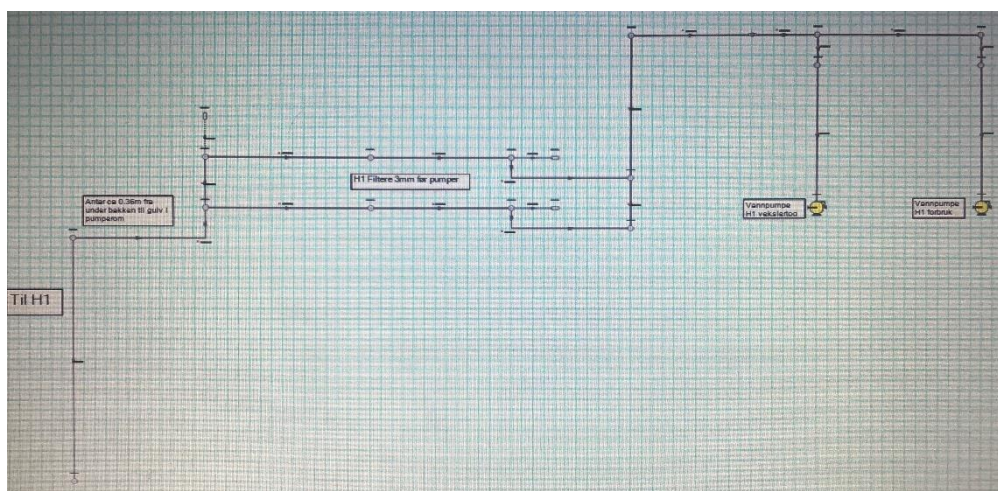
Tabell 49 Trykk i punkt 5

P (5) [barg]	2,040
Q [$\frac{m^3}{h}$]	180,0
v [$\frac{m}{s}$]	1,391
Reynoldstall	195 806,477
f (friksjonfaktor)	0,0165865534
DH Potensial energi [bar]	0,036297109
P pumpe leverer [barg]	2,995
P(4) [barg]	- 0,918805

- Trykk i punkt 4 kan finnes ved å trekke pumpetrykk 2,995 [barg] fra trykk i punkt 5 2,04 [barg] og legge til potensiell energi. Det gir **-0.918805 [barg]**
- Det er umulig at trykk før pumpe er mindre enn null, dermed forkastes dette.

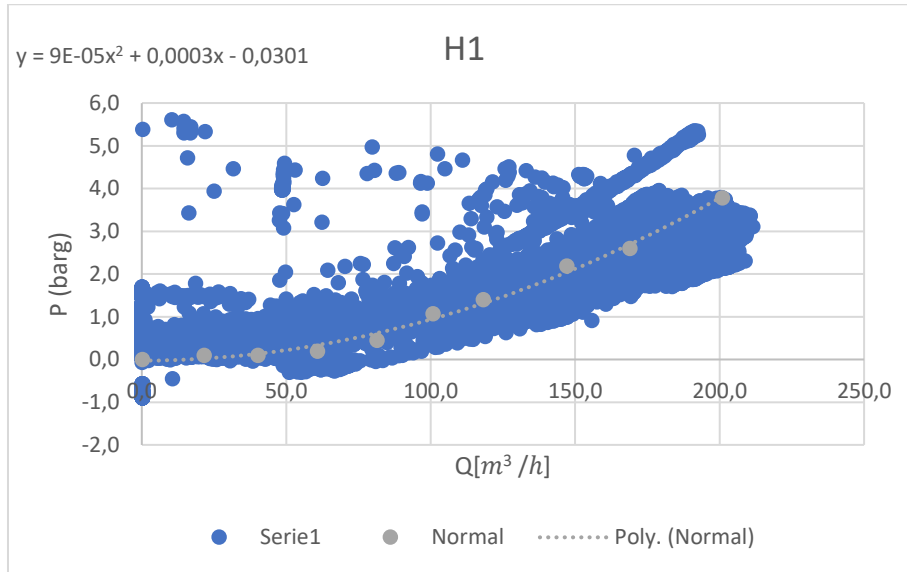
Fjerde forsøk

- Den største delen av rør mellom punkt 3 og 4 i figur under er volumstrøm $x = 260 \left[\frac{m^3}{h} \right]$ før fordeling til pumper



Figur 81 Utklipp fra AFT

- Bare 2 m som har $Q = 170 \left[\frac{m^3}{h} \right]$
- Resten av rør lengde 16 m har $Q = 260 \left[\frac{m^3}{h} \right]$
- Da undersøkes volumstrøm Q som $x = 260 \left[\frac{m^3}{h} \right]$ mellom punkt 3 og 4



Figur 82 P vs Q H1

- Fra grafen og likning i figur finner man
- $y = 9 \times 10^{-5}x^2 + 0,0003x - 0,0301$
- Hvis volumstrøm Q er $x = 200 \left[\frac{m^3}{h} \right] \rightarrow y = 3,699 [barg]$
- Da er trykket i punkt 5 3,699 (barg)
- Trykk i punkt 4 kan finnes ved å trekke pumpetrykk fra trykk i punkt 5 og legge til potensiell energi.

Tabell 50 rykk i punkt 5

P (5) [<i>bar</i> g]	3,6299
Q [$\frac{m^3}{h}$]	260,0
v [$\frac{m}{s}$]	1,005
Reynoldstall	141 415,789
f (friksjonfaktor)	0,0174925581
DH Potensial energi [<i>bar</i>]	0,036297109
P pumpe leverer [<i>bar</i> g]	2,61192
P(4) [<i>bar</i> g]	1,05427677

- $3,6299 \text{ [bar]g} - 2,61192 \text{ [bar]g} + 0,03629 \text{ [bar]g} = 1,05427677 \text{ [bar]g}$
- Trykk i punkt 3 kan finnes ved å legge sammen trykk i punkt 4 og trykktap gjennom rør og komponenter fra punkt 3 til punkt 4.

Tabell 51 Trykk i punkt 4

P (4) [<i>bar</i> g]	1,054277
DH [<i>bar</i>]	0,073575221
Kinematisk energi [<i>bar</i>]	-0,01626
DP_rett rør [<i>bar</i>]	0,007432675
DP_komponent [<i>bar</i>]	0,07109
P(3) [<i>bar</i> g]	1,19012
Q (3) [$\frac{m^3}{h}$]	670,0
v(3) inn [$\frac{m}{s}$]	2,064
Q (4) [$\frac{m^3}{h}$]	260,0
v(4) ut [$\frac{m}{s}$]	1,005
Reynoldstall	141 415,789
f (friksjonfaktor)	0,0174925581

- Da blir trykk i punkt 3 $1,19012 \text{ [bar]g}$

- Trykk etter sil, punkt 2 blir trykk i punkt 3 pluss trykktap i rør og trykktap på grunn av potensiell energi og kinetisk energi, mellom punkt 2 og 3.

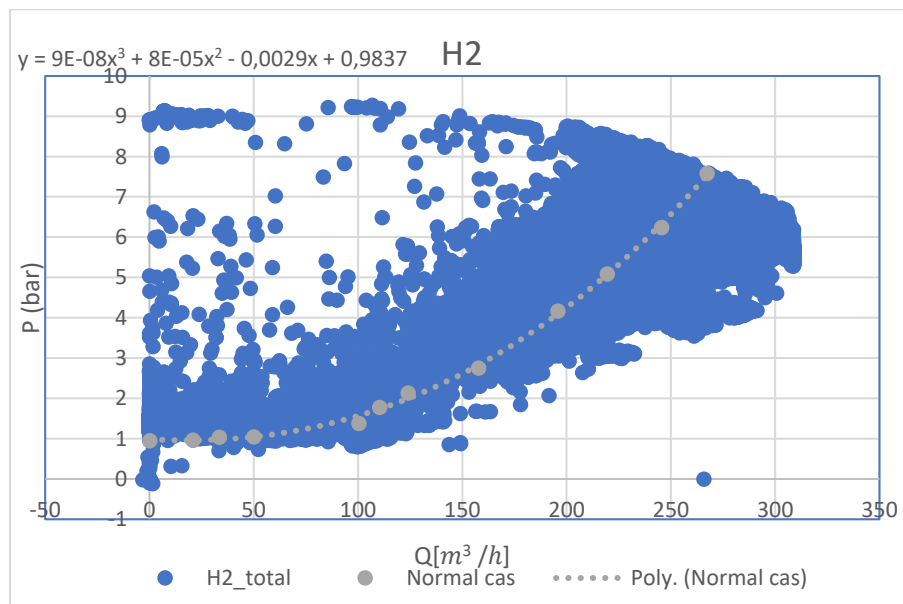
Tabell 52 Trykk i punkt 3

P (3) [bar _g]	1,190
Q [$\frac{m^3}{h}$]	670,000
v [$\frac{m}{s}$]	2,064
Reynoldstall	460 147,14719
f (friksjonsfaktor)	0,0134600018
DP_rett rør [bar]	0,087
P(2) [bar _g]	0,394
DH potensial energi [bar]	-0,882902649

- Da blir trykk i punkt 2 0,394 [bar_g]

Femte forsøk

- Utgangspunkt er i punkt 7, pumpe mot varmeveksler H2
- Finner trykk etter pumpe i punkt 7



Figur 83 P vs Q H2

- Likningen er hentet fra Excel

$$y = 9 \times 10^{-8}x^3 + 8 \times 10^{-5}x^2 - 0,0029x + 0,9837$$

$$20 < x \leq 290$$

- Hvis volumstrøm i normal case er $x = 240 \left[\frac{m^3}{h} \right] \rightarrow y = 6,13986 [bar g]$
- Da blir trykk i punkt 7, 6,13986 [bar g]
- Pumpe i H2 leverer 5,461360384 [bar g] funnet fra pumpediagram i vedlegg 11.1

Tabell 53 Trykk i punkt 7

P (7) [bar g]	6,13986
DH [bar]	0,029430088
P(pumpe) [bar g]	5,461360384
P(6) [bar g]	0,70793

- Trykk i punkt 6 blir trykk i punkt 7 minus trykket som pumpe leverer pluss potensiell energi
 $6,13986 [bar g] - 5,461360384 [bar g] + 0,029430088 [bar g] = 0,70793 [bar g]$
- Trykk i punkt 3 kan finnes ved å legge trykktap gjennom rør og andre komponenter (mellom punkt 3 og punkt 6) på trykk i punkt 6 i tillegg til potensiell energi og kinetisk energi.

Tabell 54 Trykk i punkt 6

P (6) [bar g]	0,70793
DH potensial energi [bar]	-0,008829026
Kinematisk energi [bar]	- 0,01778
DP_rett rør [bar]	0,007926995
DP_komponent [bar]	0,05104
P(3)[bar g]	0,740287969

- Trykk i punkt 2 etter sil kan finnes ved å plusse trykktap mellom punkt 2 og 3 i form av DP rør til trykket i punkt 3, samt trekke fra potensiell energi.

Tabell 55 Trykk i punkt 3

P (3) [<i>bar g</i>]	0,68925
DH [<i>bar</i>]	-0,882902649
Reynoldstall	722 797,44860
f (friksjonfaktor)	0,012455879
DP_rett rør [<i>bar</i>]	0,19929
Q inn [$\frac{m^3}{h}$]	670
v (2) [$\frac{m}{s}$]	3,24277
P(2) [<i>bar g</i>]	0,0564

- Trykk etter sil basert på denne undersøkelsen er 0,0564[*bar g*]

Konklusjon

Ut fra fem forsøk

Tabell 56 Ut ifra fem forsøk

	Trykk etter sil, punkt 2 [<i>bar g</i>]	Δp over sil [<i>bar</i>]
Første forsøk	0,50755	0,56 – 0,50755 = 0,05245
Fjerde forsøk	0,394	0,56 – 0,394 = 0,211
Femte forsøk	0,0564	0,56 – 0,0564 = 0,5036

Andre og tredje forsøk ble forkastet på grunn av ugyldig resultat.

Det vises fra resultater i tre forsøk at en eller flere verdier for trykk i punkt 2 muligens ikke avviker så mye fra målt data. Da avviket til de tre resultatene ikke er mer enn 0,5 [*bar g*], kan disse aksepteres. Men må kontrollere resultatene for å se hvilken av disse som er mest fornuftig.

Første forsøk

Fra punkt 2 til punkt 3

$$P(2) = 0,50755 \text{ [bar g]}$$

Trykk i punkt 3 er punkt 2 + DH + Dp rett rør

Tabell 57 Første forsøk

P (3) [bar g]	1,191
DH [bar]	0,9
DP_rett rør [bar]	0,19929
Q inn $\left[\frac{m^3}{h}\right]$	670,00000
v inn $\left[\frac{m}{s}\right]$	3,2427651296
P(2) [bar g]	0,50755
Reynoldstall	722 797,448597
f (friksjonsfaktor)	0,012455879

Fra punkt 3 til punkt 6

Trykk punkt 6 er punkt 3 + DH - DP rett rør og komponent + Kinetisk energi

Tabell 58 verdier fra punkt 3 til punkt 6

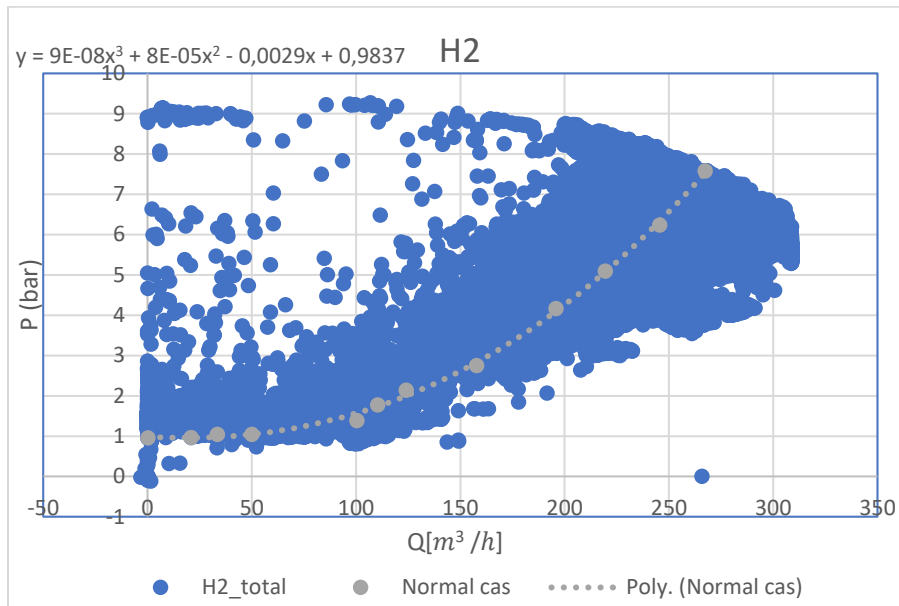
P (3) [<i>bar g</i>]	1,191
DH [<i>bar</i>]	0,009
DP_rett rør [<i>bar</i>]	0,00793
DP(pa)_komponent [<i>bar</i>]	0,05104
Q (6) [$\frac{m^3}{h}$]	240,0
v (6) [$\frac{m}{s}$]	0,8
Q (3) [$\frac{m^3}{h}$]	670,0
v (3) [$\frac{m}{s}$]	2,1
P(6) [<i>bar g</i>]	1,139235
Reynoldstall	175 665,3
f (friksjonfaktor)	0,016614366
Kinematisk energi	0,000018

Fra punkt 6 til punkt 7

Trykk i punkt 7 er punkt 6 + pumpe trykk – DH

Tabell 59 verdier fra punkt 6 til punkt 7

P (6) [<i>bar g</i>]	1,139
DH [<i>bar</i>]	- 0,029
P (pumpe) [<i>bar g</i>]	5,466933201
P (7) [<i>bar g</i>]	6,577



Figur 84 P vs Q H2

Sammenligner man med Excel resultat:

- Likningen er hentet fra Excel

$$y = 9 \times 10^{-8}x^3 + 8 \times 10^{-5}x^2 - 0,0029x + 0,9837$$

$$20 < x \leq 290$$

- Hvis volumstrøm i normal case er $x = 240 \left[\frac{m^3}{h} \right] \rightarrow y = 6,13986 [bar_g]$
- Da blir trykket i punkt 7, $6,13986 [bar_g]$

Excel resultat

6,13986 [bar_g]

Beregnet resultat

6,577 [bar_g]

Andre forsøk

Fra punkt 2 til punkt 3:

$$p(2) = 0,394 [bar_g]$$

Trykk i punkt 3 er punkt 2 + DP rett rør + DH

Tabell 60 Verdier fra punkt 2 til punkt 3

P (3) [bar g]	1,47620
DH [bar]	0,9
DP_rett rør [bar]	0,19929
Q inn $\left[\frac{m^3}{h}\right]$	670,0
v inn $\left[\frac{m}{s}\right]$	3,2427651296
P(2) [bar g]	0,394
Reynoldstall	722 797,448597
f (friksjonfaktor)	0,012455879

Fra punkt 3 til punkt 6:

Trykk i punkt 6 er punkt 3 + DH - DP rett rør og komponent + Kinetisk energi

Tabell 61 Verdier fra punkt 3 til punkt 6

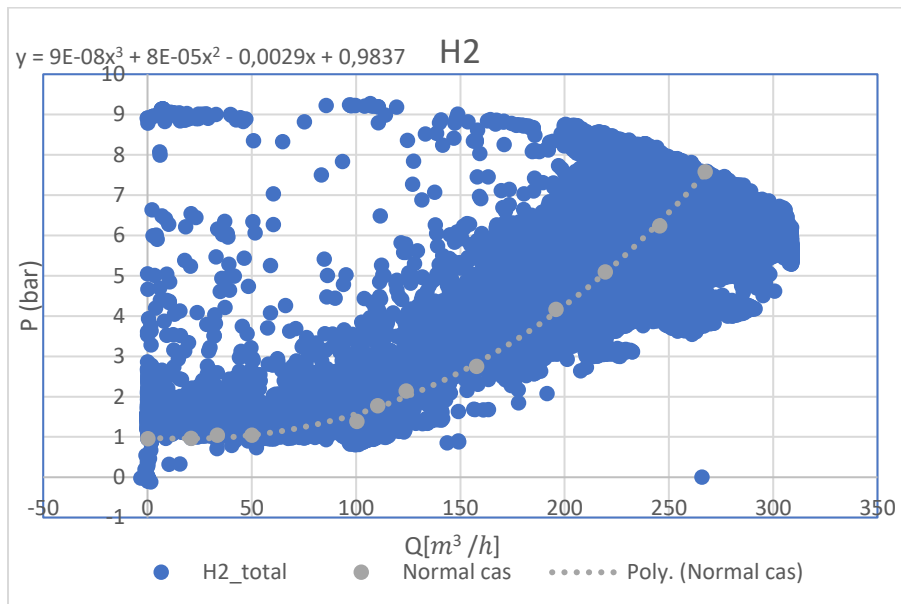
P (3) [bar g]	1,476
DH [bar]	0,009
DP_rett rør [bar]	0,00793
DP(pa)_komponent[bar]	0,05104
Q (6) $\left[\frac{m^3}{h}\right]$	240,0
v (6) $\left[\frac{m}{s}\right]$	0,8
Q (3) $\left[\frac{m^3}{h}\right]$	670,0
v (3) $\left[\frac{m}{s}\right]$	2,1
P(6) [bar g]	1,426075
Reynoldstall	175 665,3
f (friksjonfaktor)	0,016614366
Kenematisk energi	0,000018

Fra punkt 6 til punkt 7:

Trykk i punkt 7 er punkt 6 + pumpetrykk - DH

Tabell 62 Verdier fra punkt 6 til punkt 7

P (6) [bar _g]	1,426
DH [bar]	- 0,029
P (pumpe) [bar _g]	5,466933201
P (7) [bar _g]	6,864



Figur 85 P vs Q H2

- Likningen er hentet fra Excel

$$y = 9 \times 10^{-8}x^3 + 8 \times 10^{-5}x^2 - 0,0029x + 0,9837$$

$$20 < x \leq 290$$

- Hvis volumstrøm i normal case er $x = 240 \left[\frac{m^3}{h} \right] \rightarrow y = 6,13986 \text{ [bar}_g\text{]}$
- Da blir trykket i punkt 7, $6,13986 \text{ [bar}_g\text{]}$

Excel resultat

Beregnet resultat

XLIX

ING3039

Kandidatnummer: 305, 306 og 308

Frist for innlevering: 21. mai kl. 14:00

6,1398 [bar g]6,864[bar g]**Tredje forsøk**

Fra punkt 2 til punkt 3:

$$p(2) = 0,0564 \text{ [bar}g\text{]}$$

Trykk i punkt 3 er punkt 2 + DP rett rør + DH

Tabell 63 Trykk i punkt 3

P (3) [bar g]	1,1386
DH [bar]	0,9
DP_rett rør[bar]	0,19929
Q inn [$\frac{m^3}{h}$]	670,0
v inn [$\frac{m}{s}$]	2,0644083987
P(2) [bar g]	0,0564
Reynoldstall	722 797,448597
f (friksjonfaktor)	0,012455879

Fra punkt 3 til punkt 4

Trykk i punkt 4 er punkt 3 + DP rett rør og komponent – DH – kinetisk energi

Tabell 64 Verdier fra punkt 3 til punkt 4

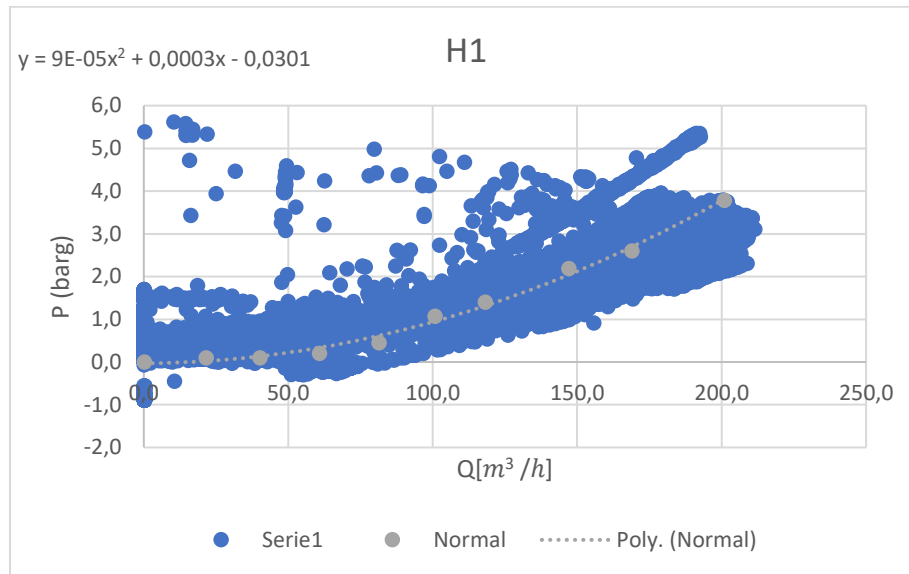
P (3) [<i>bar g</i>]	1,1386
DH [<i>bar</i>]	- 0,074
DP_rett rør[<i>bar</i>]	0,01641
DP(pa)_komponent[<i>bar</i>]	0,16827
Q (3) [$\frac{m^3}{h}$]	670,0
v (3) [$\frac{m}{s}$]	2,1
Q (4) [$\frac{m^3}{h}$]	200,0
v (4) [$\frac{m}{s}$]	1,5
P(4) [<i>bar g</i>]	0,880329
Reynoldstall	217 562,8
f (friksjonfaktor)	0,016319211
Kinematisk energi	- 0,000009

Fra punkt 4 til punkt 5:

Trykk i punkt 5 er punkt 4 + pumpetrykk – DH

Tabell 65 Verdier fra punkt 4 til punkt 5

P (4) [<i>bar g</i>]	0,880329
DH [<i>bar g</i>]	- 0,036
P (pumpe) [<i>bar g</i>]	2,611920336
P (7) [<i>bar g</i>]	6,311



Figur 86 P vs Q H1

- Ut av grafen og Excel beregning finner man:
- $y = 9 \times 10^{-5}x^2 + 0,0003x - 0,0301$
- Hvis volumstrøm Q er $x = 200 \left[\frac{m^3}{h} \right] \rightarrow y = 6,1319 [barg]$
- Da trykk i punkt 5 er 6,1319 (barg)

Excel resultat

6,1319[barg]

Regnings resultat

6,311[barg]

Resultat

Tabell 66 Resultater

$p(2)$ [bar g]	Δp over sil [bar]	Excel resultat etter pumpe [bar g]		Regnings resultat etter pumpe [bar g]		AFT beregning etter pumpe [bar g]		Q [$\frac{m^3}{h}$]	
		H1	H2	H1	H2	H1	H2	H1	H2
0,0564	$0,56 - 0,50755 = 0,05245$	6,311		6,260		5,8	6,1	200	
0,394	$0,56 - 0,394 = 0,211$		6,1398		6,864	5,8	6,1		240
0,50755	$0,56 - 0,0564 = 0,5036$		6,13986		6,577	5,8	6,1		240

Årsaker til feil resultat

- Trendlinje og likninger som ble laget i Excel som beskriver trykk etter pumper, er ikke nøyaktig, og vil ha små usikkerheter.
- Volumstrøm for normal case H1 og H2 som ble valgt, kan være ikke representerer hva som gjelder i virkeligheten gjennom de ulike rørlengdene.
- Antagelse for størrelse av rørdiameter representerer ikke virkeligheten, da det er små endringer underveis, og at det kan finnes scaling og mulige fremmedlegemer i system.
- Beregninger og antagelser er basert på pumper mot varmevekslere, men i virkeligheten er det to pumper til forbruk som påvirker systemet.
- Det er blitt gjort feil beregninger

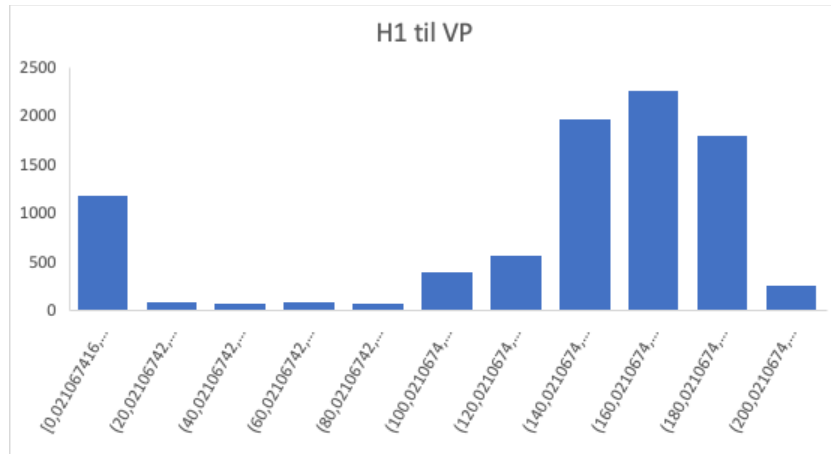
Anbefaling

- Å montere trykkmåler før hver enkelt pumpe
- Å montere volumstrømmåler etter hver enkelt sil.

Moody Chart Calculator

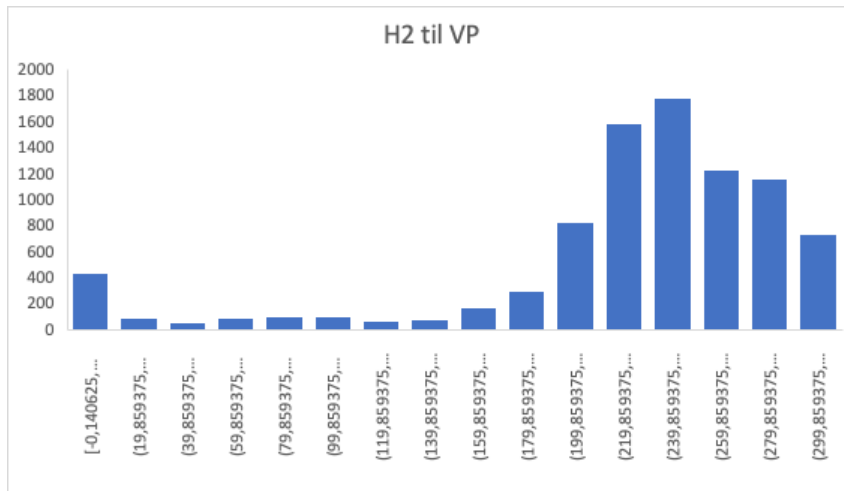
[42]

H1 til VP Volumstrøm m³/h mot timer



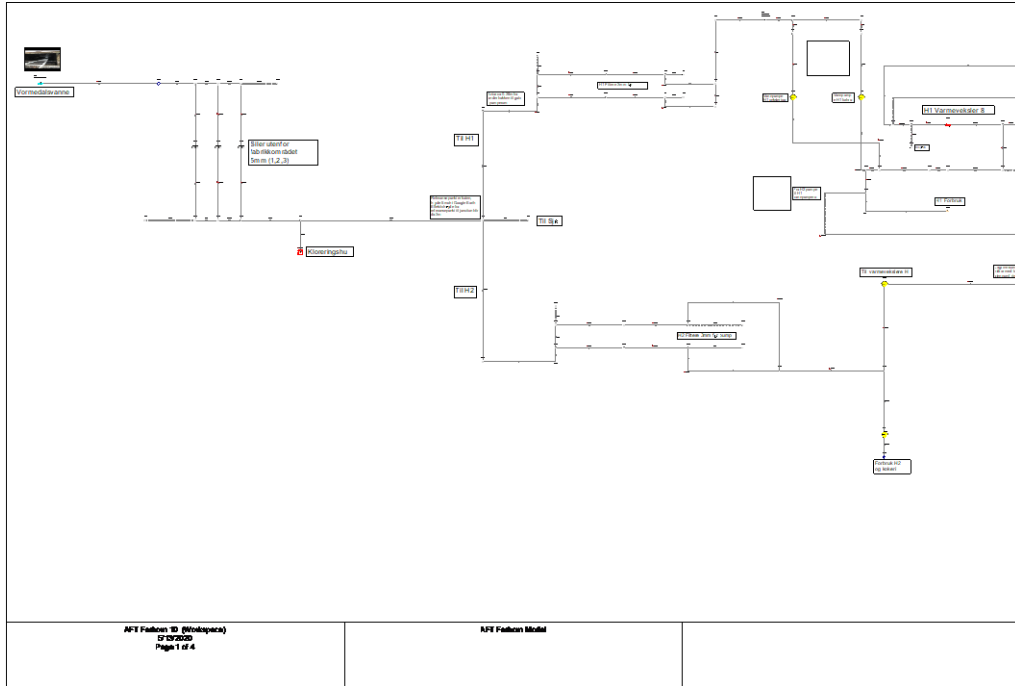
Figur 87 H1 til VP

H2 til VP Volumstrøm m³/h mot timer

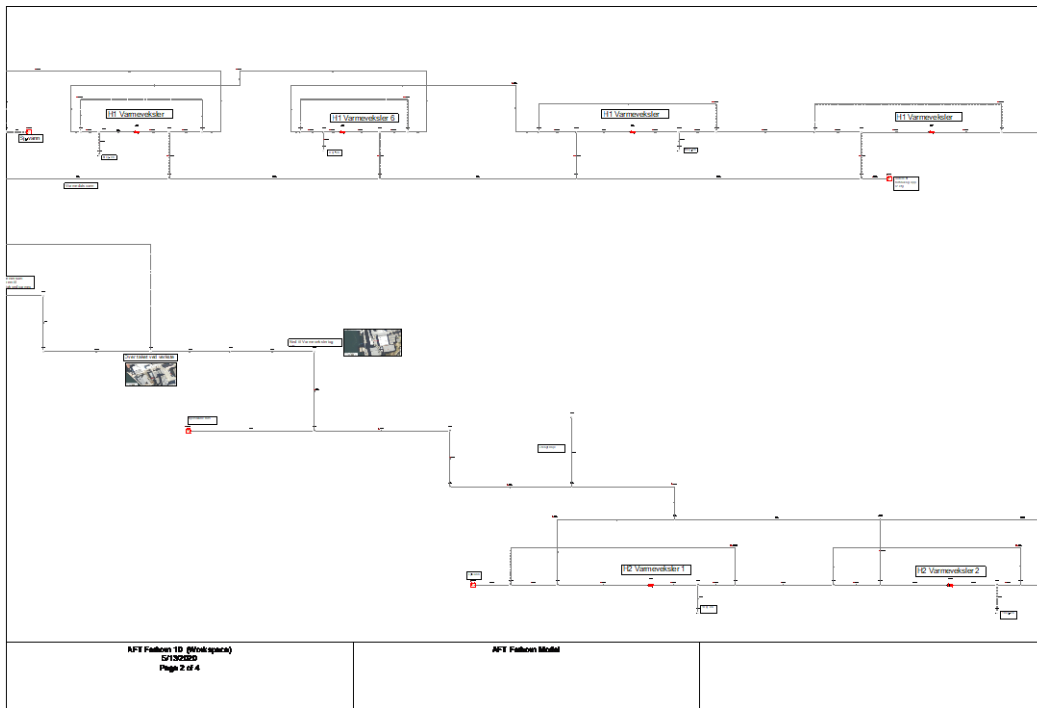


Figur 88 H2 til VP

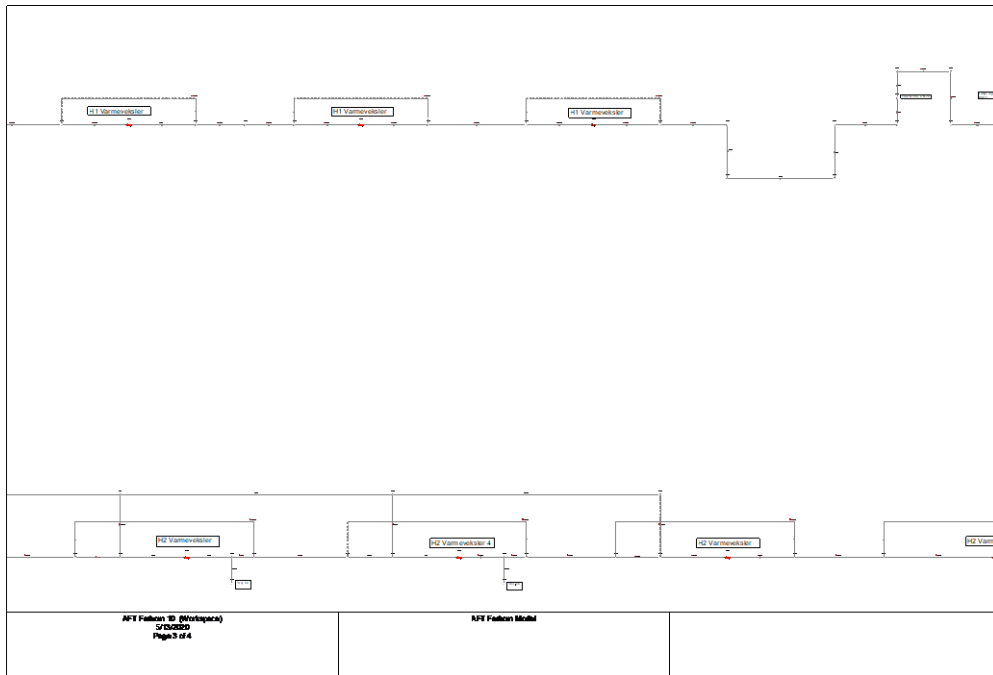
11.12 Modell AFT



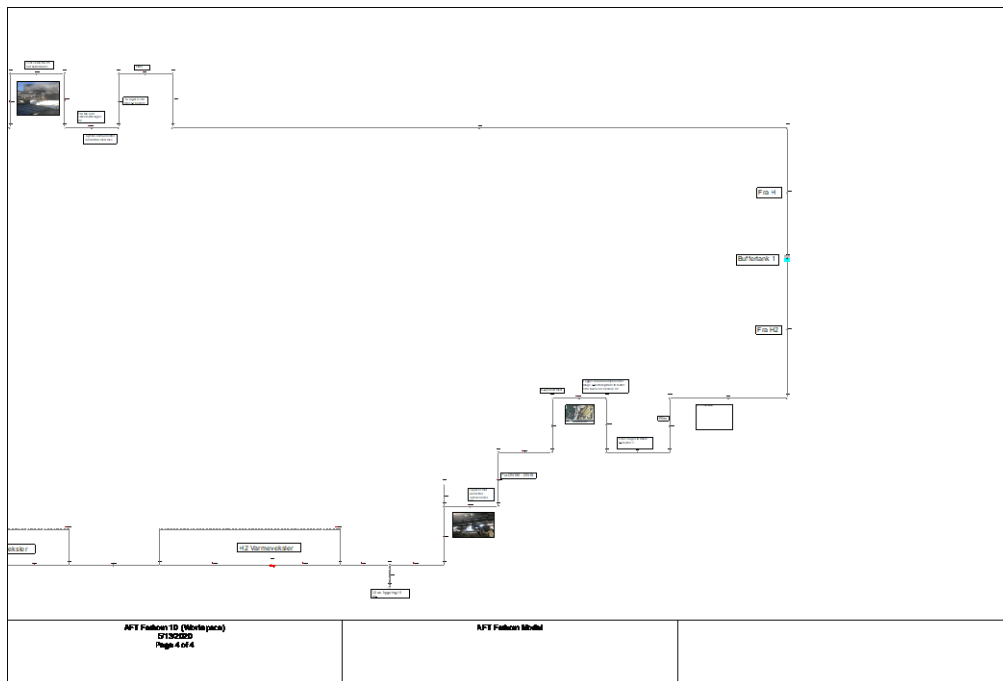
Figur 89 Bilde av simuleringsmodell i AFT, mangler 2 stk bilder grunnet teknisk feil under nedlastning.



Figur 90 Bilde av simuleringsmodell i AFT



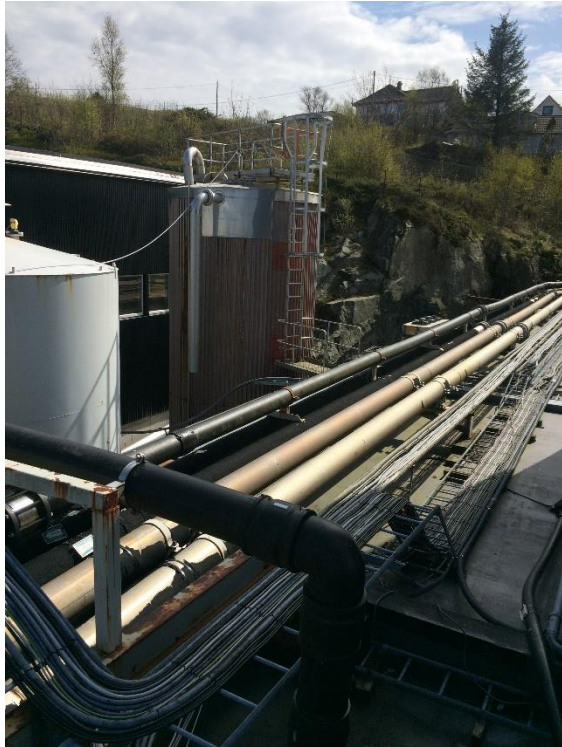
Figur 91 Bilde av simuleringsmodell i AFT



Figur 92 Bilde av simuleringsmodell i AFT, mangler 1 stk bilde grunnet tekniske problemer under nedlastning..

11.13 Bilder fra vannsystemet

Alle bilder i dette kapitlet er tatt av studentene selv, og brukes til å illustrere hvordan området og viktige komponenter i vannsystemet til DuPont ser ut.



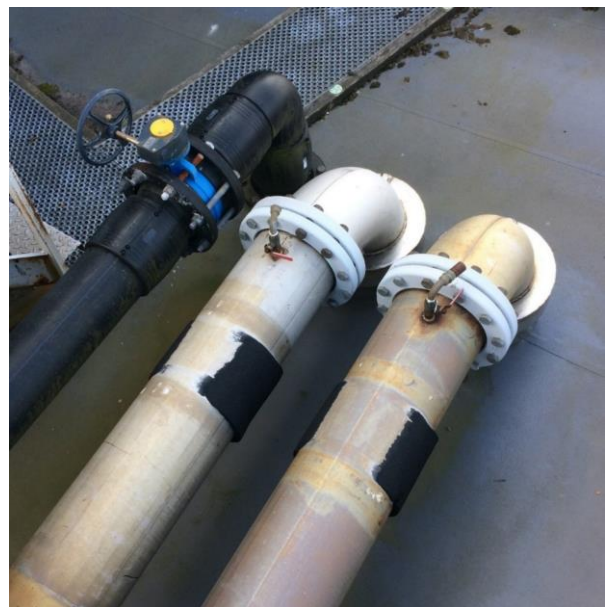
Figur 94 Bilde av rørledning H2 ned igjennom tak



Figur 93 Bilde av rørledning for H1 og H2 over tak og ned mot buffertank



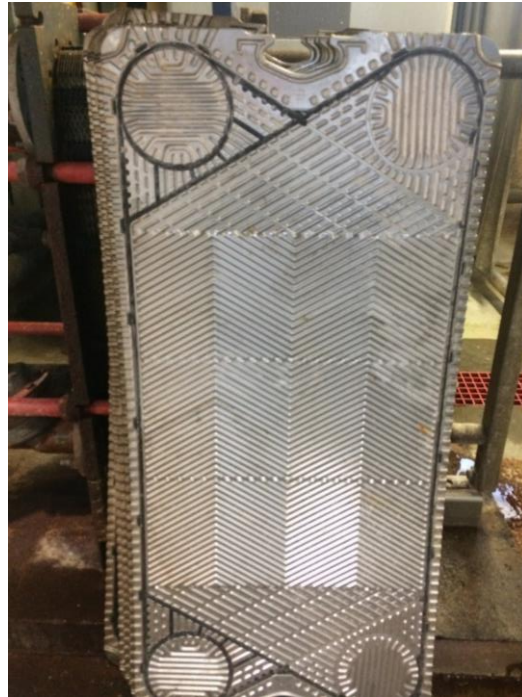
Figur 96 Slitasje i isoleringen av rør



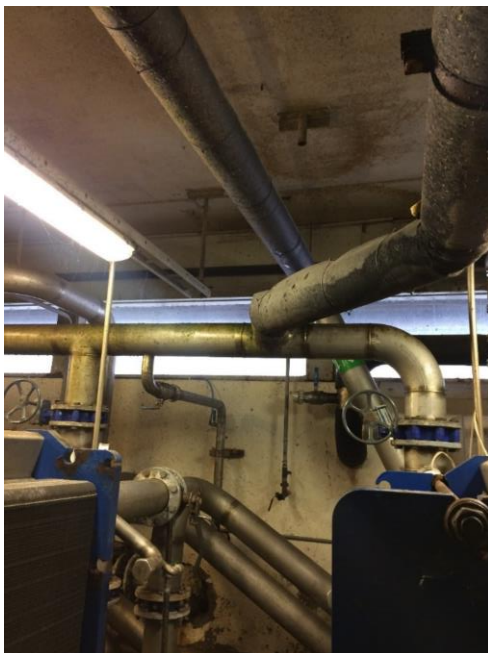
Figur 95 Rørgjennomføring ned til H2 varmevekslere



Figur 97 Vekslerplater etter rengjøring



Figur 98 Vekslerplater etter rengjøring



Figur 100 Varmevexlere H2



Figur 99 Reguleringsventiler til varmeveksler H2



Figur 101 Rørledning ved buffertank



Figur 103 Rørledninger inn- og ut av varmevekslere



Figur 102 Filter før pumpe H1

ING3039

Frist for innlevering: 21. mai kl. 14:00

LX

Kandidatnummer: 305, 306 og 308



Figur 105 Pumpe i H1 mot varmevekslere og forbruk



Figur 104 Volumstrømsmåler til varmeveksler



Figur 107 Silsystem utenfor fabrikkområdet



Figur 106 Knivventil til åpning og stenging for rengjøring av "strainer"



Figur 109 Rist ved Stemmen på inntaksledningen til DuPont



Figur 108 Algelager



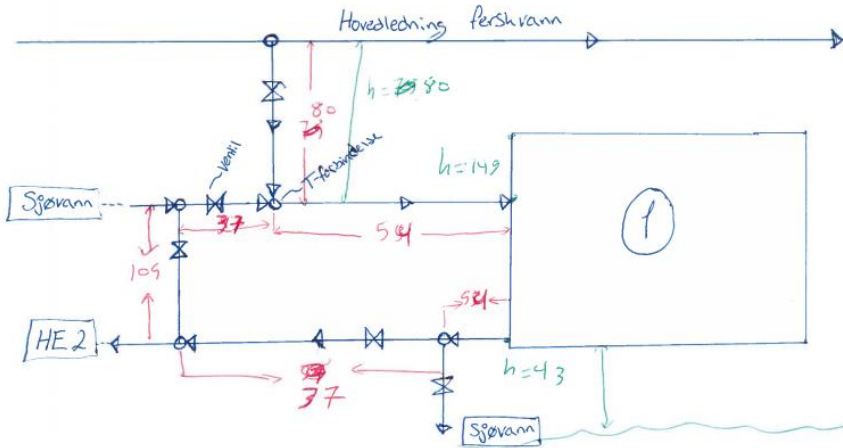
Figur 110 Transport av alger fra båt til algelager

11.14 Skisser

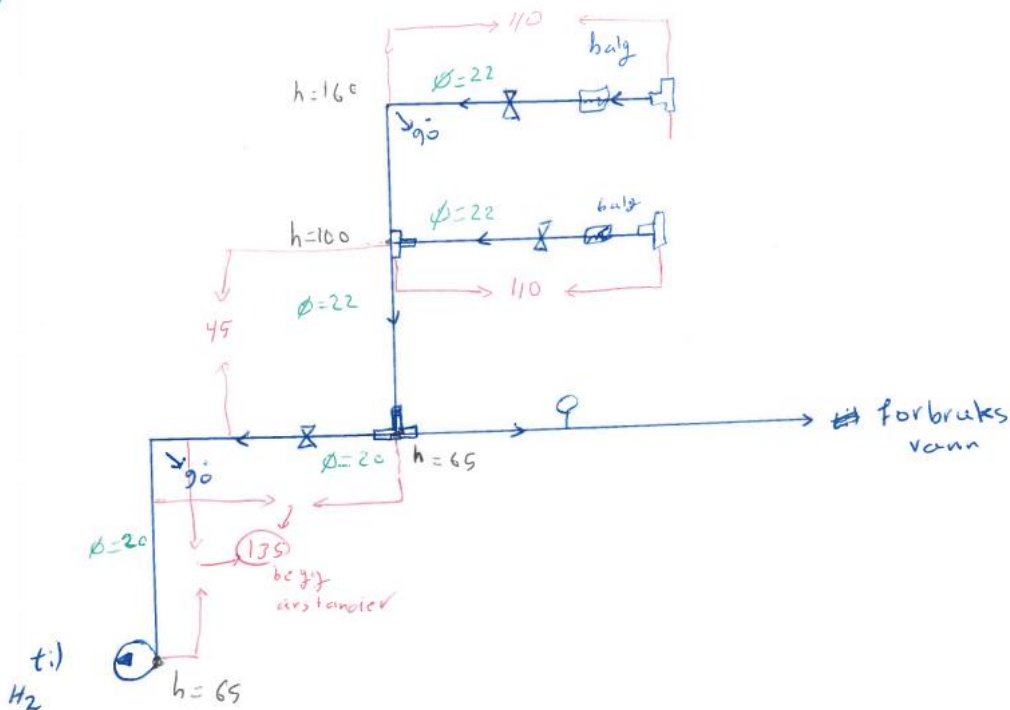
Nedenfor er et eksempel på skisser som er lagd for hånd under modelleringsfasen.

Vårmevesler nr. 1

⑥



②



11.15 Samsvarsmatrise

Tabellen gir et overblikk over hva DuPont ville ha svar på og hvor i rapporten dette er skrevet om.

Tabell 67 Samsvarsmatrise

Oppgave	Kapittel
Tune inn simuleringsmodell slik at det reflekterer sanntid og live verdier.	5.7 Inntuning av modell
Identifikasjon av flaskehalsen i vannsystemet.	6.1 Problemstillinger, kategori «annet»
Adressere og foreslå endringer i vannsystemet for økt kapasitet.	7. Optimalisering & 9. Videre arbeid
Kjøre sensitivitetssimuleringer for å se på spesifikke eksempler på energioptimalisering.	5.8 Sensitivitetssimulering
Identifisere energibesparelser funnet fra sensitivitetssimulering.	5.8 Sensitivitetssimulering