

Analyse av kloakkbasert R134a- varmepumpeanlegg i fjernvarmesystem

Olav Sveinall

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: Juni 2008
Hovedveileder: Jørn Stene, EPT
Biveileder(e): Rune Volla, Viken Fjernvarme
Øyvind Nilsen, Viken Fjernvarme

Oppgavetekst

1. Gi en detaljert beskrivelse av varmepumpesystemet ved Skøyen Vest varmesentral.
2. Beskriv og vurder aktuelle alternative varmepumpeløsninger for levering av høytemperatur varme til fjernvarmenett.
3. Analyser ved hjelp av målinger og beregninger hvordan driften av de to varmepumpeaggregatene kan optimaliseres for å øke gjennomsnittlig effektfaktor(COP)over året.
4. Analyser ved hjelp av målinger og beregninger hvordan den årlige energigjenvinningen fra kloakken påvirkes ved ulike returtemperaturer i fjernvarmenettet.
5. Analyser ved hjelp av målinger og beregninger hvordan beleggdannelse (fouling)og dermed termisk motstand i fordampere samt trykktap påvirkes av regelmessig endring av strømningsretningen på kloakken.

Oppgaven gitt: 21. januar 2008
Hovedveileder: Jørn Stene, EPT

Forord

Denne oppgaven, ”Analyse av kloakkbasert R134a – varmepumpeanlegg i fjernvarmesystem” er skrevet som avsluttende masteroppgave ved institutt for energi- og prosessteknikk ved NTNU våren 2008.

Først og fremst vil jeg takke alle som har hjulpet og inspirert meg i dette arbeidet. En stor takk går til min hovedveileder Jørn Stene. Han har alltid vært tilgjengelig for spørsmål og faglig diskusjon. En stor takk går også til mine biveiledere ved Hafslund Fjernvarme AS, Øyvind Nilsen og Rune Volla.

Otto Sønju fortjener en stor takk for å ha vist stor interesse i dette prosjektet og for alltid å ha tatt seg tid til mine spørsmål.

Takk går også til Leszek Wojtan ved Friothers AG og Jean El Hajal ved Wieland.

Trondheim 15.juni, 2008



Olav Sveinall

Sammendrag

I denne rapporten er det blitt gjort en detaljert analyse av varmpumpeanlegget på Skøyen Vest i Oslo. Anlegget er verdens største varmpumpeanlegg som benytter grovrenset kloakk som varmekilde. Varmepumpeanlegget består av to varmpumpeaggregater, VP1 og VP2 som til sammen har en ytelse på 27,6 MW. Varmepumpene er likt bygd opp og benytter R-134a som arbeidsmedium i en to – trinns varmpumpeprosess med 40 bars, to - trinns turbokompressor. Det høye driftstrykket gjør at varmpumpene kan levere fjernvarmevann med en turtemperatur på 90°C. Varmepumpene benytter underkjølingsvarmevekslere i tillegg til kondensatorer. Varmepumpene opererer normalt i serie, det vil si at returvannet først forvarmes i underkjølerne, før det varmes opp til 90°C i kondensatorene. I en slik sammenkobling er underkjølerne parallellkoblet og kondensatorene seriekoblet i forhold til returvannet. Dette for å utnytte varmpumpenes ulike kapasitet og øke varmpumpeanleggets totale COP. Varmepumpene er også utstyrt med hver sin 4-veis ventil som alternerer strømningsretningen på kloakken gjennom fordampere en gang i timen. Dette for å hindre akkumulasjon av masse fra kloakken i fordampere. Rapporten viser at anlegget fungerer meget godt. Med kondenseringstemperatur på 90°C opererer varmpumpene nære kritisk punkt for R-134a. I dette området er strupningstapet stort og dette utnyttes i underkjølerne som står for ca 20 % av total varmeytelse for anlegget.

I rapporten er det blitt sett på om naturlige arbeidsmedier som CO₂ og ammoniakk kan erstatte R-134a i store varmpumpeanlegg. R-134a har en GWP på 1300 og er derfor svært miljøskadelig. Teoretiske beregninger i denne rapporten viser også at ammoniakk oppnår en COP som er ca. 6 % høyere enn R-134a i en to - trinns varmpumpeprosess med kondensering – og fordampningstemperatur på henholdsvis 90°C og 2,5°C, underkjøling på 15 K og ellers like driftsbetingelser. Ammoniakk har gode varmeoverføringsegenskaper. Dersom disse blir tatt med i beregningene, slik at kondensering – og fordampningstemperatur endres til 88°C og 4°C blir økningen i COP ca 11 % i forhold til R-134a.

I rapporten er det også sett på enkle tiltak som kan øke anleggets COP. Dersom turtemperaturen senkes vil dette føre til en lavere kondenseringstemperatur som vil gi en høyere COP for anlegget. Teoretiske beregninger gjort i denne rapporten viser at både COP og varmeytelsen øker tilnærmet lineært med synkende kondenseringstemperatur. Dersom en slik senkning av turtemperaturen gir en øking i spisslasten vil tiltaket virke mot sin hensikt da varmpumpene alltid vil være mer energieffektive enn elektro- og oljekjeler. En reduksjon av returtemperaturen i fjernvarmenettet ville også være positivt for varmeleveransen fra varmpumpene. Teoretiske beregninger viser at jo høyere returtemperaturen er, desto mindre blir varmeleveransen fra varmpumpene når turtemperaturen er fastsatt til 90°C og volumstrømmen gjennom kondensatoren holdes konstant.

I rapporten er det også sett på hvordan beleggdannelse i VP1s fordampere påvirkes av den regelmessige endringen av strømningsretningen på kloakkvannet. Data fra fordampere ble hentet ut fra varmpumpenes driftsdatabase for vinteren 2008. De utleste verdiene ble sammenlignet med verdiene for et identisk, rent fordamperrør. På denne måten ble det beregnet en foulingfaktor R_f for fordamperrørene. Trykktapet i fordampere ble også analysert ved å lese ut effektbehov til kloakkpumpen fra driftsdatabase. Resultatene viser at strømningsendringen i fordampere har minimalt og si for varmeovergangen mellom kloakkvannet og arbeidsmediet, men den har en betydelig effekt på trykktapet i fordampere.

Summary

In this report the heat pump plant located at Skøyen Vest in Oslo has been analyzed. The heat pumps exploit heat from raw sewage water from the VEAS- sewage tunnel in Oslo. The plant is the largest heat pump plant of its kind in the world. The heat pump plant consists of two separate heat pump units and the total performance is 27.6 MW. The units are identically build and both uses R-134a as a working fluid in a two – stage heat pump process. The compressors are open-type, two - stage centrifugal compressors with an operating pressure of 40 bars. With 40 bars operating pressure, the compressor is capable of producing 90°C water for district heating application. The heat pumps are equipped with sub-coolers that together with 2-pass, shell and tube condensers give high performance. The heat pumps are connected in serial operations allowing the return water to preheat in the sub-coolers before entering the condensers. The sub-coolers are connected in parallel and the condensers in serial in relation to the return water. This takes advantage of the different performance for the units and results in an increase of COP for the heat pump plant. The heat pumps are also equipped with 4-way valves that alternate the sewage water flow through the shell and tube evaporators once every hour. This is done to prevent mass fractions from the sewage water to accumulate in the evaporator. These master thesis shows that the operation of the heat pump plant is very efficient. With a 90°C condensing temperature, the heat pump process is near the critical point of the working fluid R-134a. In this area the throttling losses are large and this is exploited in the sub-coolers that alone deliver about 20 % of the total performance for the heat pump plant.

R-134a has bad environmental impact as it has a GWP = 1300. Natural working fluids represent the future of refrigeration and heat pumping as they often have excellent thermophysical properties and negligible environmental effects. Calculations made in these report shows that in a two - stage heat pump with 2,5°C evaporation temperature, 90°C condensation temperature and 15 K sub-cooling, ammonia achieves a COP that is 6 % higher than R-134a in a similar process. If the evaporation temperature is increased to 4°C and the condensation temperature lowered to 88°C for the ammonia heat pump, the results shows an 11% increase in COP for ammonia compared to R-134a with fixed condensing and evaporating temperature, 90°C and 2,5°C.

The report also concludes that lowering the temperature on the water leaving the condenser will increase the COP for the heat pumps at Skøyen Vest. Calculations show a near linear relationship between both increasing COP and the plants heat capacity, and reduced condensation temperature. A lowering of the condensation temperature to increase COP for the heat pumps must only be done if it do not lead to increased peak load in the district heating system.

The water leaving the heat pump plant has a fixed temperature of 90°C. Calculations in this report show that increasing the temperature on the return water will lower the heat production from the heat pumps if the water flow through the condenser is fixed.

The effect of altering the sewage water flow through the evaporator on the fouling effect and the pressure loss has also been examined. The results show that altering the sewage water flow has negligible effect on the fouling factor but it does have an effect on the pressure loss on the water side of the evaporator.

Innholdsfortegnelse

1	Innledning.....	1
2	Beskrivelse av varmepumpene	2
2.1	Varmeproduksjon og driftsparametre	2
2.1.1	Ytelser.....	2
2.1.2	Arbeidsprinsipp	3
2.1.3	Log(p)-h diagrammer	6
2.2	Varmeproduksjon og fordampning	7
2.2.1	Kloakk som varmekilde.....	7
2.2.2	Fordamper.....	10
2.3	Varmedistribusjon og varmeavgivelse.....	12
2.3.1	Kondensator.....	12
2.3.2	Underkjølingsvarmevekslere	13
2.3.3	Kobling mot fjernvarme	14
2.4	Kompressor	17
2.4.1	Teori om turbokompressorer	17
2.4.2	Kapasitetsregulering av turbokompressorer	19
2.4.3	Kompressorene ved Skøyen Vest.....	22
2.5	Arbeidsmedium.....	25
2.5.1	Miljøaspekter ved R-134a	26
3	Alternative varmepumpeløsninger	27
3.1	Ammoniakk som arbeidsmedium	27
3.1.1	Systemutforming av ammoniakkvarmepumper.....	30
3.1.2	Miljøaspekter ved ammoniakk	33
3.2	CO ₂ som arbeidsmedium	34
3.2.1	Systemutforming av CO ₂ varmepumper.....	37
3.2.2	Miljøaspekter ved CO ₂	41
3.3	Simulering av alternative varmepumpeløsninger i CoolPack.....	42
3.3.1	Presentasjon av CoolPack.....	42
3.3.2	Sammenligning av COP for ammoniakk- og R-134a varmepumpeløsninger	43
4	Driftoptimalisering av varmepumpene.....	47
4.1	Økning av COP for varmepumpene.....	49
5	Energigjenvinning i kloakken.....	52
6	Fouling i fordampere.....	54
6.1	Teori om fouling	54
6.1.1	Innvirkning på varmeoverføringsegenskaper	56
6.1.2	Innvirkning på trykktap	59
6.2	Fouling i fordamperrørene i varmepumpene	60
6.2.1	Teknisk data for fordampere.....	60
6.2.2	4-veisventilens innvirkning på foulingen	63
7	Resultater	66
8	Diskusjon	72
8.1	Kommentarer til resultater	72
8.2	Feilkilder i beregninger.....	74
8.3	Forslag til videre arbeid	74
9	Konklusjon	76
10	Referanser	78
	VEDLEGG A	I

Figurliste

Figur 2-1: Prinsippskisse for et av varmepumpeaggregatene ved Skøyen Vest varmesentral / (Friothers AG, 2005).....	3
Figur 2-2: 3 - dimensjonal tegning av VP1 (Friothers AG, 2005).....	4
Figur 2-3: Prosessbilde for VP1 i log(p)-h diagram.....	6
Figur 2-4: Prosessbilde for VP2 i log(p)-h diagram.....	6
Figur 2-5: Utforming av ristsystemet (Viken Fjernvarme AS, 2007).....	7
Figur 2-6: Kloakkpumpene ved Skøyen Vest varmesentral (Friothers AG, 2008).....	8
Figur 2-7: Prinsippskisse for alternerende strømningsretning i 4-veisventilen.....	8
Figur 2-8: Forandringer i temperatur, utgående vanntemperatur fra kondensator som følge av /4-veisventilens vendesekvens (Friothers AG, 2005).....	9
Figur 2-9: 4-veisventil ved Skøyen Vest varmesentral (Viken Fjernvarme AS, 2007).....	9
Figur 2-10: Bilde av fordampner VP1 tatt under montering (Viken Fjernvarme AS, 2007)....	10
Figur 2-11: Prinsippskisse av én-pass rørkjelvarmeveksler (Stene, 1997).....	11
Figur 2-13: Illustrasjon av 2-passrørkjeldensator (Gosney, 1982).....	12
Figur 2-14: Prinsipielt flytskjema for kobling mellom varmepumpeaggregater og /fjernvarmenett (Norsk Energi, 2007).....	15
Figur 2-15: Flytskjema for fjernvarmevann i Skøyen Vest varmesentral (Norsk Energi, 2007 - /II).....	16
Figur 2-16: Prinsippskisse av en radiell turbokompressor (Selvåg, 2007).....	18
Figur 2-17: Hastighetsvektorer i utløpet av radiell turbokompressor (Selvåg, 2007).....	19
Figur 2-18: Kompressor karakteristikk for radiell turbokompressor (Casey, 2007).....	20
Figur 2-19: Kompressor karakteristikk for ledeskovlregulert radiell turbokompressor med /konstant turtall (ASHRAE, 2004).....	21
Figur 2-20: Kompressor karakteristikk med utvidet chokegrense (Selvåg, 2007).....	22
Figur 2-21: Turbokompressor Uniturbo 50 FY (Friothers AG, 2008).....	23
Figur 2-22: Snittegning av to - trinnskompressor (Friothers AG, 2008 - II).....	24
Figur 2-23: Maksimal turtemperatur for ulike arbeidsmedier i varmepumper (Stene, 2008) .	26
Figur 3-1: Forhold mellom relativt teoretisk COP og kondenseringstemperatur for et utvalg /arbeidsmedier (Stene, 1997).....	28
Figur 3-2: Ammoniakk i log(p)-h diagram (CoolPack, 2008).....	28
Figur 3-3: Fluidized Bed tørkeanlegg med høytemperatur ammoniakkvarmepumpe (Stene, /1998).....	30
Figur 3-4: Eksempel på systemutforming for tottrinns ammoniakkvarmepumpe med /mellomtrykksbeholder (Stene, 2008).....	31
Figur 3-5: Trykkørstemperatur for ulike arbeidsmedier ved 40°C kondenseringstemperatur og /varierende fordampningstemperatur (Stene, 2008 - III).....	32
Figur 3-6: Overhettingsvarmeveksler i log(p) - h diagram.....	32
Figur 3-7: Prinsippskisse av en overhettingsvarmeveksler koblet i serie med kondensatoren / (Selvåg, et al., 2008).....	33
Figur 3-8: Prinsipielt temperaturforløp i kondensator med og uten overhettingsvarmeveksler (Selvåg, et al., 2008).....	33
Figur 3-9: Prinsipiell framstilling av transkritisk CO ₂ kulde/varmepumpeprosess i log(p) - h /diagram (Kim, et al., 2003).....	35
Figur 3-10: Sammenheng mellom varmeytelse, kompressorarbeid og COP ved varierende /gasskjølertrykk (Stene, 1998).....	36
Figur 3-11: Prinsipiell framstilling av varmeavgivelseskurvene for en konvensjonell /varmepumpe (øverst) og en CO ₂ varmepumpe (nederst) (Stene, 2008 - II).....	36
Figur 3-12: Prinsippskisse av CO ₂ varmepumpe med internvarmeveksler (Stene, 2008 - III) ..	38

Figur 3-13: Eksempel på transkritisk CO ₂ – prosess med internvarmeveksler i log(p)-h /diagram (Horve, 2005)	39
Figur 3-14: Eksempel på totrinns CO ₂ varmepumpe til bruk i fjernvarme (Stene, 2008 - II) .	39
Figur 3-15: Eksempel på prinsipiell framstilling av to -trinns varmepumpeprosess i et T-Q /diagram (Stene, 2008 - II)	40
Figur 3-16: P-v diagram for isentropisk ekspansjon av R-134a og CO ₂ (Stene, 1998).....	41
Figur 3-17: Prinsipielt eksempel på to - trinns CO ₂ varmepumpe med ekspansjonsløsning (a) /og samme prosess tegnet inn i et T-s diagram (b) (Yang, et al., 2005).....	41
Figur 3-18: Skjerm bilde fra Refrigeration utilities i CoolPack (The Technical University of /Denmark, 2008).....	43
Figur 3-19: Beregnet COP for ulike varmepumpeprosesser med ammoniakk og R-134a som /arbeidsmedium	45
Figur 4-1: Garantert COP for singel- og seriedrift av varmepumpene ved Skøyen Vest /varmesentral	47
Figur 4-2: COP som funksjon av kondenseringstemperatur	50
Figur 4-3: Kondenseringsvarme som funksjon av kondenseringstemperatur.....	50
Figur 6-1: Typiske tidsforløp for beleggdannelse (Bott, 1995).....	55
Figur 6-2: Prinsipiell framstilling av temperaturgradient i en varmeveksler med foulig på /begge sider (Bott, 1995)	56
Figur 6-3: Eksempel på rør med ytre- og indre riller (Haider, et al.)	58
Figur 6-4: Rett sirkulert rør med foulingbelegg på innsiden (NTNU, 2008)	59
Figur 6-5: "Forsatt" rørfornasjon i varmeveksleren (NTNU, 2008).....	60
Figur 6-6: Gewa-B rør fra Wieland (Wieland, 2008 - II).....	61
Figur 7-1: Foulingfaktor og bypassventil for 12.01.07, 15.00 - 16.00	67
Figur 7-2: Foulingfaktor og bypassventil for 06.03.08, 15.00 - 16.00	67
Figur 7-3: Foulingfaktor for 12.01.08 - 13.01.08	68
Figur 7-4: Foulingfaktor for 06.03.08 - 07.03.08	68
Figur 7-5: Motoreffekt til kloakkpumpe og bypassventil for 12.01.08, 15.00 - 16.00.....	69
Figur 7-6: Motoreffekt til kloakkpumpe og bypassventil for 06.03.08, 15.00 - 16.00.....	70
Figur 7-7: Motoreffekt til kloakkpumpe og volumstrøm kloakkvann for 12.01.08 - 13.01.08	70
Figur 7-8: Motoreffekt til kloakkpumpe og volumstrøm kloakkvann for 06.03.08 - 07.03.08	71

Tabelliste

Tabell 2-1: Teknisk data for varmepumpene ved nominelle forhold (Friothersm AG , 2005) / (Friothersm AG, 2007).....	2
Tabell 2-2: Eksempler på driftspunkt (trykk og temperatur) for varmepumpene (Friothersm AG /, 2005) (Friothersm AG, 2007)	5
Tabell 2-3: Tekniske data én-pass fordampere (Friothersm AG , 2005) (Friothersm AG, 2007) /	11
Tabell 2-4: Teknisk data for to - pass rørkjølkondestatorer (Friothersm AG , 2005) (Friothersm /AG, 2007)	13
Tabell 2-5: Teknisk data underkjølere (Friothersm AG , 2005) (Friothersm AG, 2007)	14
Tabell 2-6: Ventilposisjoner for ulike driftsmodus for VP1 og VP2 (Norsk Energi, 2007 - II) /	15
Tabell 2-7: Ventil- og pumpeposisjoner for ulike kjøremodus i Skøyen Vest varmesentral ...	17
Tabell 2-8: Termodynamiske data R-134a (Stene, 2008 - III)	25
Tabell 3-1: Termodynamiske egenskaper for ammoniakk (Stene, 2008)	29
Tabell 3-2: Termodynamiske egenskaper for CO ₂ (Stene, 2008 - II)	37
Tabell 3-3: Oversikt over innlagte verdier i CoolPack simuleringene	44
Tabell 3-4: COP og ΔE verdier fra simuleringene	45
Tabell 4-1: Garanterte samlede ytelser og COP for varmepumpene i singel- og seriedrift / (Friothersm AG, 2008 - III)	47
Tabell 4-2: Driftsparametere for VP1 i singel- og seriedrift (Friothersm AG, 2008 - III)	48
Tabell 4-3: Driftsparametere for VP2 i singel- og seriedrift (Friothersm AG, 2008 - III)	48
Tabell 4-4: Innlagte driftsparametre i CoolPacksimuleringer	49
Tabell 6-1: Tekniske data fordampere (Wieland, 2008)	61
Tabell 6-2: Garanterte varmeoverføringsegenskaper fordampere (Wieland, 2008).....	62
Tabell 6-3: Designparametere for fordampere (Wieland, 2008 - II)	63
Tabell 7-1: Oversikt over målinger i fordampere	66
Tabell 7-2: Sammendrag av måleverdier for alle døgnmålingene	69
Tabell 7-3: Sammendrag fra måledata fra døgngafer.....	71

1 Innledning

Varmepumpeanlegget på Skøyen Vest i Oslo består av to varmpumpeaggregater som benytter R-134a som arbeidsmedium i en to – trinns varmpumpeprosess. Det største varmpumpeaggregatet har en maksimal ytelse på 18,4 MW og ble installert i 2006. Høsten 2007 ble enda et varmpumpeaggregat installert med en maksimal ytelse på 9,2 MW. Total ytelse på anlegget i dag er derfor 27,6 MW. Varmepumpene har lik oppbygningen og benytter 40 bars, to - trinns turbokompressor med ledeskovlregulering. Anlegget er ganske unikt i sitt slag da det leverer fjernvarmevann med en turtemperatur på 90°C. Varmepumpene benytter grovrenset kloakkvann fra VEAS - tunnelen som varmekilde og kloakken renses i en spesiell silsentral. Strømningsretningen på kloakkvannet gjennom fordampere endres hver time for å unngå akkumulasjon av masse fra kloakkvannet. Anlegget på Skøyen Vest er verdens største varmpumpeanlegg som benytter grovrenset kloakk som varmekilde.

Målet for oppgaven er å gjennomføre en detaljert analyse og vurderinger av det kloakkbaserte varmpumpeanlegget ved Skøyen Vest varmesentral. Ut fra denne målsetningen skal følgende temaer belyses

- Det skal gjøres en detaljert beskrivelse av varmpumpeanlegget ved Skøyen Vest varmesentral.
- Det skal undersøkes hvorvidt naturlige arbeidsmedier kan erstatte det miljøskadelige arbeidsmediet R-134a som i dag benyttes i varmpumpeanlegget.
- Analysere om anleggets COP kan forbedres.
- Analysere hvordan ulike returtemperaturer i fjernvarmenettet virker inn på energioptaket i kloakken.
- Analysere hvordan beleggdannelse (fouling) i rørkjelfordampere påvirkes av den regelmessige endringen av strømningsretningen på kloakken.

Hovedfokus i oppgaven er å undersøke muligheter for å benytte naturlige arbeidsmedier som en erstatning for R-134a i store varmpumpeanlegg samt å undersøke hvordan beleggdannelse i fordampere påvirkes av den regelmessige endringen av strømningsretningen på kloakken.

Oppgaven har totalt 10 kapitler der samtlige temaer er presentert i kapittel 2 - kapittel 6. I kapittel 7 blir resultatene fra analysen om hvordan beleggdannelse påvirkes av den regelmessige endringen av strømningsretningen på kloakkvannet presentert. Diskusjonen omkring dette temaet er presentert i kapittel 8.

Oppgaven er skrevet i samarbeid med Viken Fjernvarme AS. Viken Fjernvarme AS skiftet navn til Hafslund Fjernvarme AS, 15.5.2008. I rapporten brukes likevel navnet Viken Fjernvarme AS.

Alle driftdata for varmpumpene ved Skøyen Vest varmesentral er basert på garanterte verdier fra produsenten Frioherm AG.

2 Beskrivelse av varmepumpene

Varmesentralen på Skøyen Vest befinner seg inne i en fjellhall på Skøyen i Oslo. I varmesentralen står to varmepumper som varmer opp vann til bruk i fjernvarme. Varmepumpene benytter grovrenset kloakk som varmekilde og er levert av det sveitsiske firmaet Friothers AG. Det første varmepumpeanlegget på Skøyen ble installert i 1981, mens varmepumpene som i dag er i drift ble satt inn i henholdsvis 2006 og 2007 (Nilsen, 2008) .

2.1 Varmeproduksjon og driftsparametre

2.1.1 Ytelser

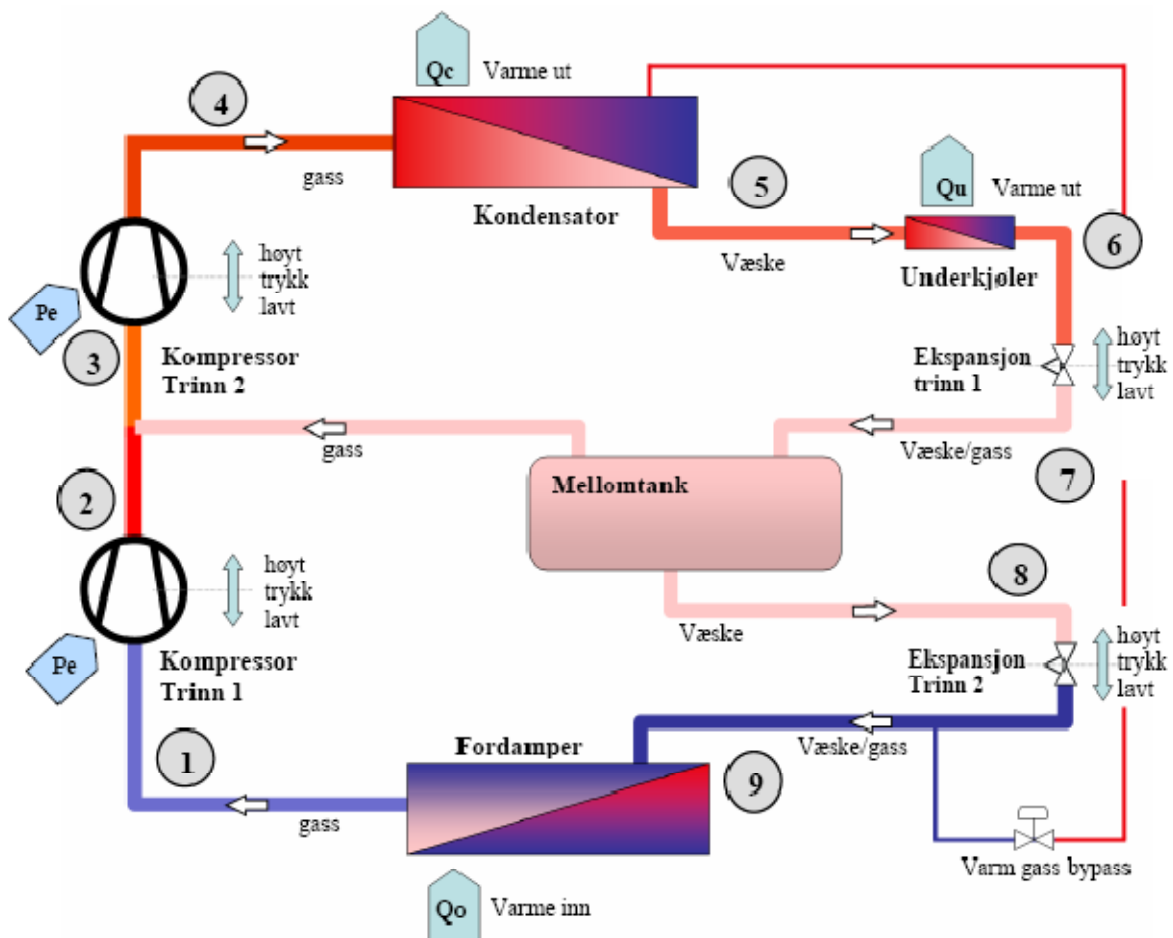
Tabell 2-1 (Friothers AG , 2005) (Friothers AG, 2007) gir en oversikt over varmepumpenes estimerte kapasitet, COP og dimensjonerende tur- og returtemperatur på fjernvarmevann og kloakk. Som det sees av tabellen så er VP1 den største av de to varmepumpene. Til sammen har varmepumpene en dimensjonerende effekt på 27,6 MW. Tallene er basert på den ytelsen som Friothers AG garanterer for anlegget når varmepumpene opererer i seriedrift

Tabell 2-1 Teknisk data for varmepumpene ved nominelle forhold (Friothers AG , 2005) (Friothers AG, 2007)

	Varmepumpe 1 (VP1)	Varmepumpe 2 (VP2)
<i>Ytelse</i>		
Dimensjonert effekt:	18,4 MW	9,2 MW
Årlig energiproduksjon:	90 GWh	40 GWh
<i>Fjernvarmedata</i>		
Turtemperatur:	90°C	75°C
Returtemperatur:	60°C	60°C
Volumstrøm:	550 m³/h	275 m³/h
<i>Kloakkdata</i>		
Turtemperatur:	10°C	10°C
Returtemperatur:	5°C	5°C
Volumstrøm:	2400 m³/h	1400 m³/h
COP	2,8	2,9

2.1.2 Arbeidsprinsipp

Selv om ytelsen for varmpumpene er ulik så har de lik oppbygging. Figur 2-1 viser en prinsippsskisse av et av varmpumpeaggregatene ved Skøyen Vest varmesentral. Varmepumpene benytter et to -trinns kompressor- og ekspansjonssystem. Mellom de to trykknivåene er det montert en mellomtrykksbeholder som separerer gass og væske. Foruten kondensator og fordamer så består varmpumpene av en underkjøler som øker varmeytelse og COP til varmpumpeprosessen. I tillegg til dette så finnes en bypassventil som kan føre arbeidsmedium i gassform direkte fra kondensator til fordamer. Denne ventilen åpnes i forbindelse med at kloakkvannet regelmessig endrer strømningsretning gjennom fordamperen. Arbeidsmediet som benyttes i varmpumpene er R-134a.

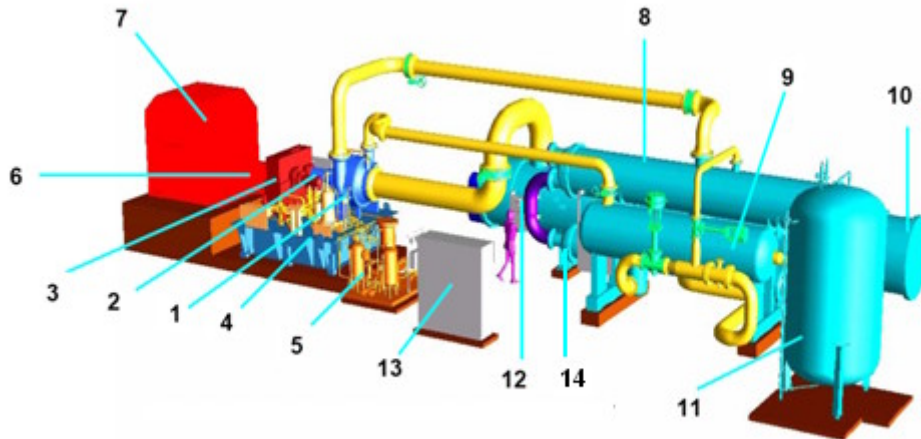


Figur 2-1 Prinsippsskisse for et av varmpumpeaggregatene ved Skøyen Vest varmesentral (Friotherm AG, 2005)

Arbeidsmediet føres til fordamperen via ekspansjonsventil 2. Der fordamper den ved lav temperatur og lavt trykk. Varmen som kreves til fordampningen av arbeidsmediet hentes fra kloakken. Arbeidsmediet som nå er i gassform trekkes inn i første kompressortrinnet og komprimeres til et høyere trykknivå. Den blandes og kjøles så ned med flashgassen fra arbeidsmediet som kommer fra mellomtrykksbeholderen etter ekspansjonstrinn 1. Denne flashgassen går inn i kompressortrinn 2 der den blir komprimert til 40 bar. I kondensatoren blir det komprimerte arbeidsmediet kondensert under høyt trykk og temperatur. På grunn av kondenseringsprosessen så er temperaturen relativt konstant. Varmen som avgis under

kondenseringen overføres til fjernvarmevann som kommer inn i kondensatoren ved lav temperatur. Arbeidsmediet som nå er i væskeform går gjennom underkjølingsvarmeveksleren der det overføres mer varme til fjernvarmevannet. Det underkjølte arbeidsmediet går nå gjennom 1. trinns ekspansjonsventil og videre ned i mellomtrykksbeholderen. Her separeres væske og gass. Gassen sendes inn i kompressortrinn 2 mens væsken føres via 2. ekspansjonsventil ned til fordamperen. (Friothers AG , 2005)

En 3 - dimensjonal tegning av VP1 er gitt i Figur 2-2.



Figur 2-2 3 - dimensjonal tegning av VP1 (Friothers AG , 2005)

1. Kompressor
2. Kobling, kompressorside
3. Girenhet
4. Smøreoljesystem
5. Tetningsoljesystem
6. Kobling, motorside
7. Hovedmotor
8. Kondensator
9. Mellomtrykkstank
10. Fordamper
11. Akkumulatortank kjølemedium
12. Lokalt instrumentpanel
13. Hovedkontrollpanel
14. Underkjøler

I Figur 2-3 og Figur 2-4 er prosessen for de to varmepumpene tegnet inn i et log(p)-h diagram. Figurene viser prosessen for seriekobling av de to varmepumpene. De viktigste verdiene for figurene er gitt i Tabell 2-2. Verdiene i Tabell 2-2 er designverdier for full ytelse i seriedrift oppgitt av produsenten Friothers AG.

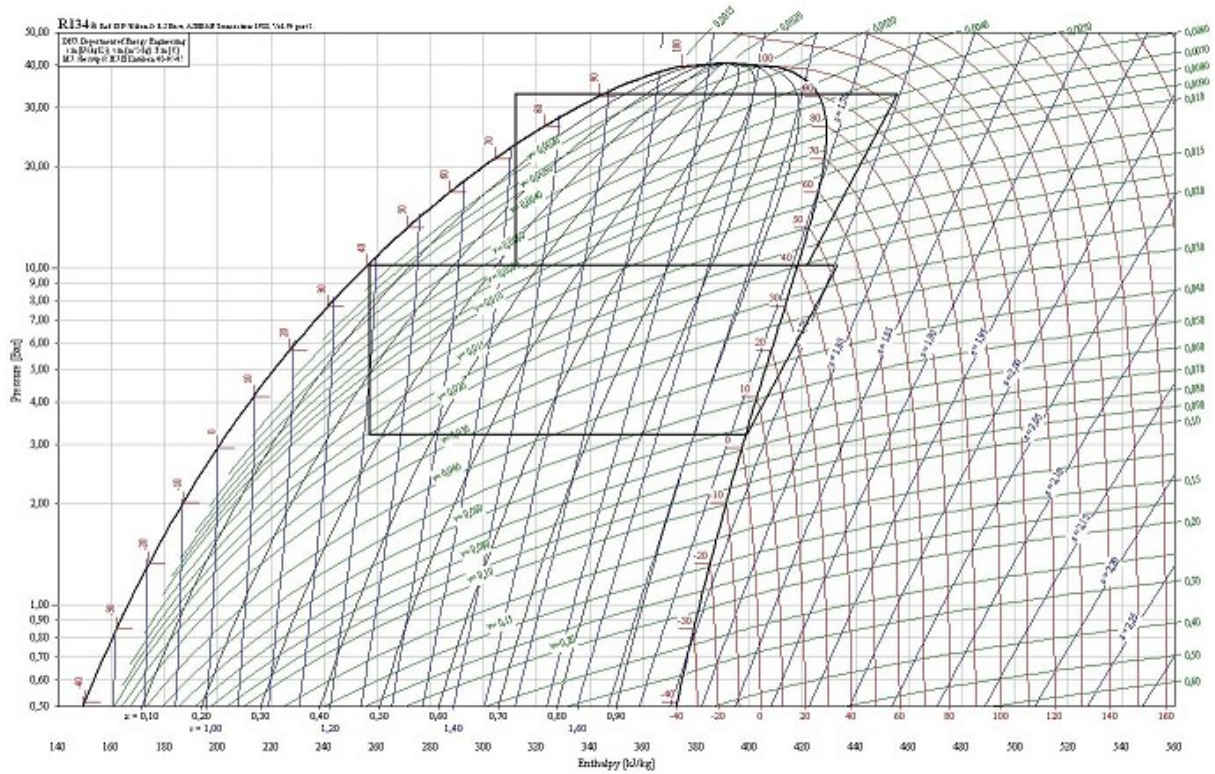
Tabell 2-2 Eksempler på driftspunkt (trykk og temperatur) for varmepumpene (Friothers AG , 2005) (Friothers AG, 2007)

	Varmepumpe 1 (VP1)	Varmepumpe 2 (VP2)
Kondenseringstemperatur	90,5°C	76°C
Kondenseringstrykk	32,8 bar	24,2 bar
Underkjølingstemperatur	75°C	66°C
Fordampningstemperatur	2,5°C	2,7°C
Fordampningstrykk	3,2 bar	3,2 bar
Trykknivå mellomtrykksbeholder	10,24 bar	8,8 bar

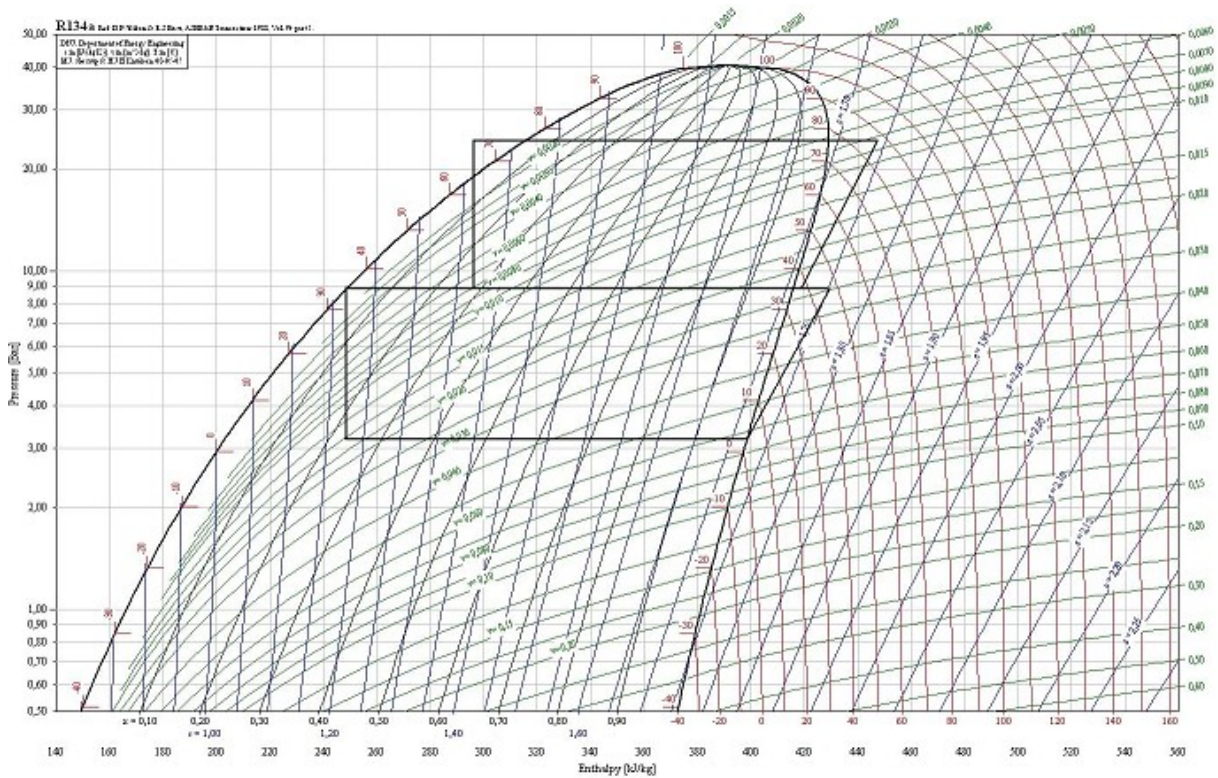
Ved 40 bars trykk i en to – trinns varmepumpeaggregat er prosessen svært nær kritisk punkt for R-134a. Kondenseringsentalpien nær kritisk punkt er lav og dette fører til en lav COP for varmepumpeprosessen dersom ikke en underkjøler benyttes i tillegg til kondensatoren. R-134a's egenskaper som arbeidsmedium gjør bruk av underkjølingsvarmeveksler spesielt gunstig. $(\rho \cdot c_p)_v$ verdien til R-134a er relativt høy og dette gir et relativt stort strupningstap. Dette kan utnyttes i en underkjølingsvarmeveksler da denne gir høy ytelse ved selv lave temperaturdifferanser. Underkjølingsvarmeveksleren øker dermed varmepumpeprosessens effektivitet betraktelig. Ytelser for underkjøleren er presentert i Tabell 2-5

40 bars varmepumpeanlegg med R-134a som arbeidsmedium er veldig sjeldent og med en utgående vanntemperatur på ca. 90°C så gjør det anlegget ganske unikt i sitt slag. Friothers AG er Europas eneste leverandør av slike store anlegg og varmepumpeanlegget på Skøyen Vest er verdens største i sitt slag.

2.1.3 Log(p)-h diagrammer



Figur 2-3 Prosessbilde for VP1 i log(p)-h diagram

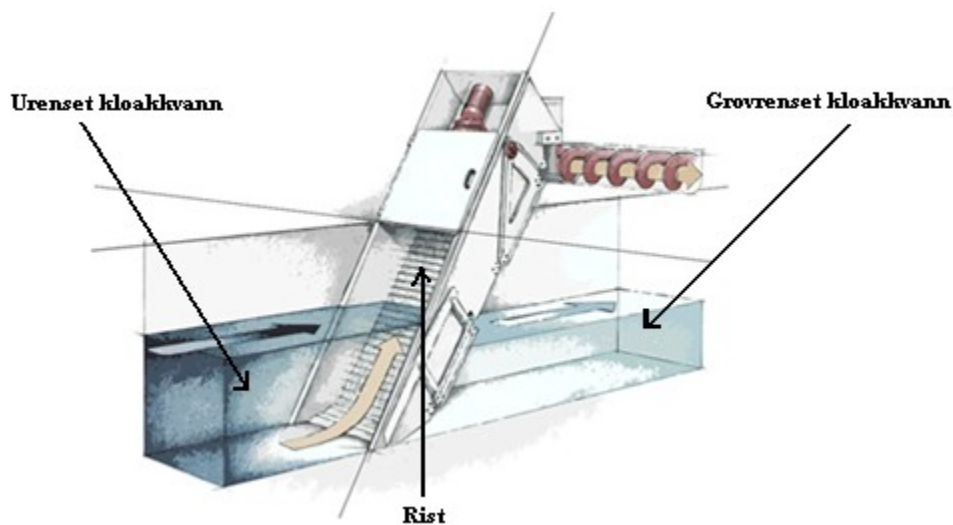


Figur 2-4 Prosessbilde for VP2 i log(p)-h diagram

2.2 Varmeproduksjon og fordampning

2.2.1 Kloakk som varmekilde

Varmepumpene bruker spillvarme fra VEAS - tunnelen som varmekilde. Kloakken i tunnelen er urensset og fra selve tunnelen blir kloakken ført over i to betongkanaler. Her reduseres hastigheten på kloakken og de faste avfallstoffene sedimenteres. Videre trekkes kloakken gjennom tre rister som fjerner grove partikler. Figur 2-5 viser et bilde av hvordan en slik grovrister fungerer. Mens kloakkvannet går gjennom ristene så fester partiklene i kloakken seg til ristene. Ristene flytter seg trinnvis oppover og drar med seg partikler som returneres tilbake til VEAS -tunnelen. Til venstre på figuren vises den urensede kloakken, og til høyre sees den grovrensede. I midten er selve risten der partiklene trekkes oppover og returneres til VEAS-tunnelen.



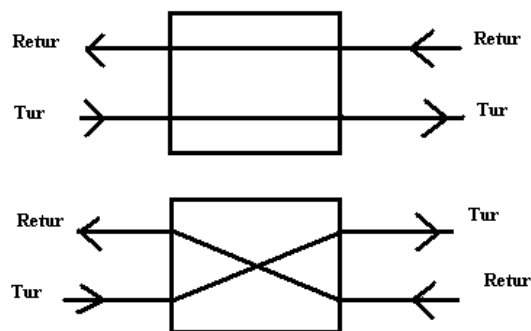
Figur 2-5 Utforming av ristsystemet (Viken Fjernvarme AS, 2007)

Det grovrensede kloakkvannet befinner seg nå i et basseng og blir så pumpet opp til fordampneren ved hjelp av to pumper. Disse pumpene er vist i Figur 2-6.



Figur 2-6 Kloakkpumpene ved Skøyen Vest varmesentral (Friotherm AG, 2008)

Pumpene står i parallell slik at en pumpe pumper kloakkvann til hver av varmpumpene. For å unngå at fordamperen tettes igjen er det installert en motorisert 4-veisventil på fordampers tur- og returrør. 4-veisventilen snur strømmen av kloakkvann gjennom fordampers slik at eventuelle organiske partikler og belegg som har festet seg i fordamperrørene blir revet løs. Det er to slike 4-veisventiler installert på Skøyen Vest varmesentral, en til hvert av varmpumpeaggregatene. En prinsippskisse av en 4-veisventil med inntegnet alternerende strømningsretning på kloakken er vist i Figur 2-7. Den øverste illustrasjonen i figuren viser strømningsretningen gjennom 4-veisventilen før vendesekvensen, og den nederste illustrasjonen viser strømningsretningen etter vendesekvensen.

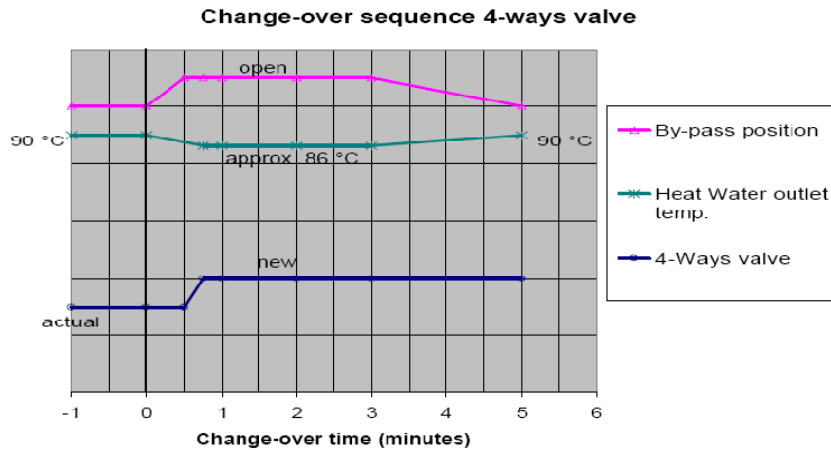


Figur 2-7 Prinsippskisse for alternerende strømningsretning i 4-veisventilen

Vendesekvensen foretas en gang i timen for varmpumpene på Skøyen Vest varmesentral. For at ikke varmpumpene skal stoppe opp når kloakkstrømmen gjennom fordampers reduseres til null i vendesekvensen, åpnes en bypassventil mellom kondensator og fordampers. Dette fører til at varm damp fra kondensatoren kjøres direkte inn i fordampers. På denne måten holdes fordampningsstrykk og fordampningstemperatur på tilnærmet samme nivå. I løpet av vendesekvensen synker varmpumpenes ytelse med ca. 20 %. For å unngå forstyrrelser i

fjernvarmenettet holdes volumstrømmen ut fra varmpumpene konstant. Dette gjør at temperaturen på fjernvarmevannet synker med kun 3 – 4°C.

Figur 2-8 viser en graf der sammenhengen mellom bypassventilen i varmpumpen, temperaturen på turvannet ut fra kondensatoren og forandringer i 4-veisventilen forløper seg i forhold til hverandre. I figuren kan det sees at åpning av bypassventilen skjer rett før endring av 4-veis ventilen. I løpet av 5 minutter er hele vendesekvensen over, og turtemperaturen på fjernvarmevannet er igjen 90°C. Vendesekvensene for hvert varmpumpeaggregat er uavhengige av hverandre.



Figur 2-8 Forandringer i temperatur, utgående vanntemperatur fra kondensator som følge av 4-veisventilens vendesekvens (Friotherm AG , 2005)

Figur 2-9 viser et bilde av en 4-veis ventil. Nærmest på bildet sees den vridbare delen av ventilen.



Figur 2-9 4-veisventil ved Skøyen Vest varmesentral (Viken Fjernvarme AS, 2007)

Hvert av varmepumpeaggregatene er utstyrt med en kloakkpumpe som pumper grovrenset kloakkvann fra pumpegropa og gjennom fordampere. VP1 sin kloakkpumpe har et normalt settpunkt der den pumper 2400 m³/h, mens VP2 sin kloakkpumpe normalt pumper 1400 m³/h kloakkvann. Pumpene er frekvensstyrte og kan maksimalt levere henholdsvis 3000 m³/h og 2000 m³/h kloakkvann til VP1 og VP2. Turtallet på pumpene reguleres også av kloakknivået i pumpegropa. Ved lavt nivå reguleres pumpene ned slik at tørrkjøring unngås. (Norsk Energi, 2007 - II)

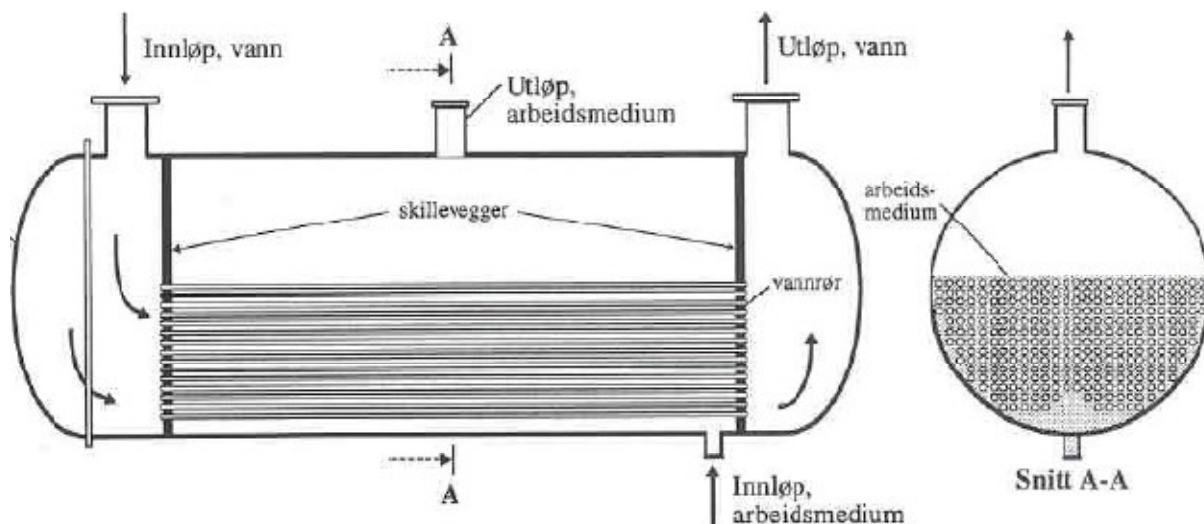
2.2.2 Fordamper

Figur 2-10 viser et bilde av VP1s fordamper under montering. Bildet er tatt ved inngangen til fjellhallen der varmepumpeanlegget står montert og gir et godt bilde på anleggets dimensjon.



Figur 2-10 Bilde av fordamper VP1 tatt under montering (Viken Fjernvarme AS, 2007)

Fordamperene som benyttes i VP1 og VP2 er av typen én-pass, fylt rørkjelvarmeveksler der kloakkvannet passerer i rørene og arbeidsmediet fordamper på mantelsiden. Det vil si at kloakkvannet som veksles med arbeidsmediet i varmepumpa passerer en gang gjennom fordampere. Én-pass varmeveksler brukes fordi kloakkvann brukes som varmekilde. En to-passløsning ville føre til veldig store trykktap på rørsiden. Det ville også føre til økt opphopning av partikler fra kloakkvannet i rørene. En prinsippsskisse av hvordan en én-pass rørkjelvarmeveksler er bygd opp er vist i Figur 2-11.



Figur 2-11 Prinsippskisse av én - pass rørkjelvarmeveksler (Stene, 1997)

Vannrørene som benyttes er utstyrt med finner på utsiden og innsiden. Dette for å få en større overflate på rørene og bedre varmeoverføringsegenskaper. Noen viktige data om fordampene i VP1 og VP2 finnes i Tabell 2-3.

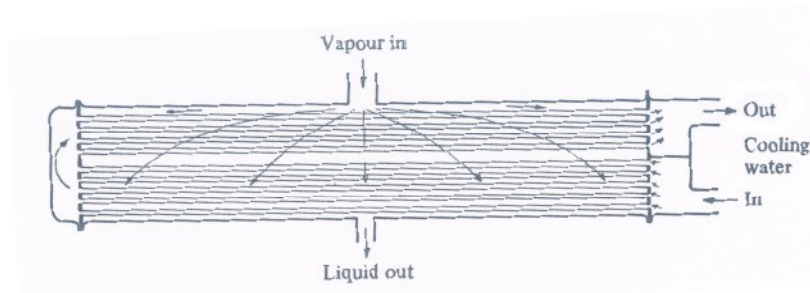
Tabell 2-3 Tekniske data én-pass fordampere (Friotherm AG , 2005) (Friotherm AG, 2007)

	Varmepumpe 1 (VP1)	Varmepumpe 2 (VP2)
Type	Rørvarmeveksler	Rørvarmeveksler
Antall passeringer	1	1
Manteldiameter	DN 1700	DN 1400
Nominell lengde	10 m	8 m
Maks driftstrykk		
Rørside	6 bar	6 bar
Mantelside	14 bar	14 bar
Medium	Grovrenset kloakk	Grovrenset kloakk
Volumstrøm	2400 m ³ /h	1400 m ³ /h
Vanntemperatur (inn/ut)	10°C / 5,8°C	10°C / 6,3°C
Fordamperkapasitet	11,70 MW	6,02 MW
Trykkfall	0,8 bar	0,6 bar

2.3 Varmedistribusjon og varmeavgivelse

2.3.1 Kondensator

Varmepumpene ved Skøyen Vest varmesentral benytter to - pass rørkjelvarmeveksler som kondensator. Kondensatorene fungerer på samme måte som fordampere ved at vannsiden i kondensatoren er lukket. Arbeidsmediet strømmer inn på toppen av kondensatoren fra kompressoren. I mantelen kondenserer arbeidsmediet på overflaten av vannrørene, og varme overføres til fjernvarmevannet som strømmer i vannrørene. Kondensatet samles i bunnen av varmeveksleren og føres videre til underkjøleren. Returvannet strømmer inn i kondensatoren fra siden, snus og returnerer på samme side som inntaket. Figur 2-12 viser en illustrasjon av en to - pass kondensator.



Figur 2-12 Illustrasjon av 2-passrørkjolkondensator (Gosney, 1982)

Grunnen til at vannrørene passerer to ganger (2-pass) i kondensatoren er for øke varmeovergangseffektiviteten mellom arbeidsmediet og fjernvarmevannet. Det er da mulig å øke vannhastigheten i vannrørene ved samme vannmengde og på denne måten forbedres varmeovergangskoeffisienten mellom de to mediene. (Gosney, 1982) Det gir også høyere utgående vanntemperatur da overhettet damp varmer opp turvannet. Vannrørene er også utstyrt med finner for å øke U·A- verdien og dermed forbedre varmeoverføringen. De viktigste tekniske data for kondensatorene for VP1 og VP2 er gjengitt i Tabell 2-4.

Tabell 2-4 Teknisk data for to - pass rørkjeldkondensatorer (Friotherm AG , 2005) (Friotherm AG, 2007)

	Varmepumpe 1 (VP1)	Varmepumpe 2 (VP2)
Type	Rørvarmeveksler	Rørvarmeveksler
Antall passeringer	2	2
Manteldiameter	DN 1100	DN 1100
Nominell lengde	7 m	6 m
Maks driftstrykk		
Rørside	25 bar	25 bar
Mantelside	38 bar	38 bar
Medium	Fjernvarmevann	Fjernvarmevann
Volumstrøm	824 m³/h	824 m³/h
Vanntemperatur (inn/ut)	75°C / 90°C	66,6°C / 75,5°C
Kondensatorkapasitet	14 MW	7,95 MW
Trykkfall	0,35 bar	0,75 bar

I kondensatorene blir returvannet overhettet 2-3 K før det sendes ut på nettet. Dette skjer ved at den overheteede gassen strømmer inn i kondensatoren rett over utgangen på vannsiden.

Trykkkgassen kommer rett fra 2. kompressortrinn og har en temperatur på ca 107°C.

Produsenten Friotherm AG anslår at så mye som 20 % av varmeytelsen fra VP1 overføres til turvannet før selve kondenseringsprosessen starter. (Wojtan, 2008)

2.3.2 Underkjølingsvarmevekslere

En underkjøler er montert etter kondensatoren i varmepumpeaggregatet. Dens hovedfunksjon er å kjøle arbeidsmediet ytterligere ned etter kondensatoren. På denne måten kan det trekkes ut mer varme fra arbeidsmediet før strupning uten at kompressorarbeidet økes. Dette fører til at COP for varmepumpen øker. Varmemengden som tas ut i underkjøleren kan overføres til fjernvarmevannet som en forvarming før det varmes videre opp i kondensatoren.

Underkjølerne brukt i varmepumpene på Skøyen Vest varmesentral er plassert etter kondensatorene som separate enheter. Disse er rørkjeldvarmevekslere der arbeidsmediet føres inn på toppen og ut i bunn. Returvannet som varmes opp passerer gjennom horisontale rør i varmeveksleren. Tekniske data for de to underkjølerne er presentert i Tabell 2-5.

Tabell 2-5 Teknisk data underkjølere (Friotherm AG , 2005) (Friotherm AG, 2007)

	Varmepumpe 1 (VP1)	Varmepumpe 2 (VP2)
Type	Rørvarmeveksler	Rørvarmeveksler
Antall passeringer	1	1
Manteldiameter	DN 700	DN 500
Nominell lengde	7 m	6 m
Maks driftstrykk		
Rørside	25 bar	25 bar
Mantelside	38 bar	38 bar
Medium	Fjernvarmevann	Fjernvarmevann
Volumstrøm	540 m³/h	274 m³/h
Fjernvarmetemp (inn/ut)	60°C / 67°C	60°C / 64° C
Underkjølers kapasitet	4,4 MW	1,25 MW
Trykkfall	0,1 bar	0,15 bar

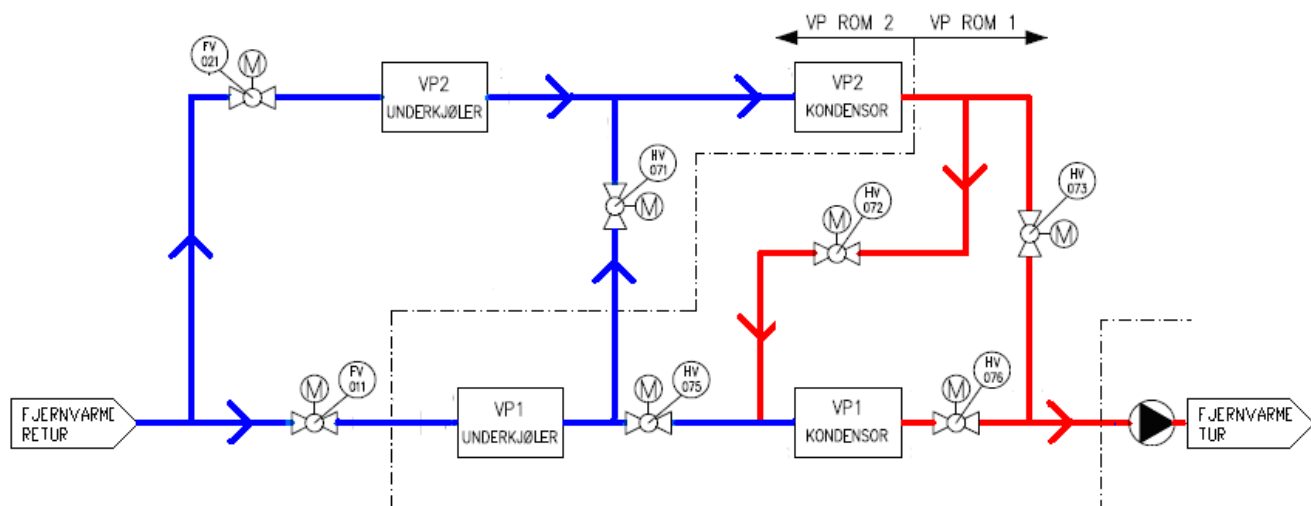
Underkjølerens kapasitet er 4,4 MW for VP1 og 1,25 MW for VP2 i seriedrift. Dette tilsvarer 23,9 % og 13,6 % av hvert varmepumpeaggregats ytelse. Totalt så utgjør underkjølingen ca. 20 % av varmelytelsen for varmepumpene i seriedrift.

2.3.3 Kobling mot fjernvarme

Varmepumpeaggregatene ved Skøyen Vest varmesentral leverer høytemperatur vann til fjernvarmenettet. Figur 2-13 gir en oversikt om hvordan fjernvarmerørene går gjennom VP1 og VP2. Som det går fram av tegningen så kan returvannet ledes gjennom varmepumpene i ulike varianter. Det opereres med fire ulike driftmodi for de to varmepumpene. Disse er:

- Modus A Varmepumpe 1 i drift
- Modus B Varmepumpe 2 i drift
- Modus C Varmepumpe 1 og 2 i drift samtidig
- Modus D Varmepumpe 1 i drift med kloakkpumpe

Modus D blir ikke benyttet og vil derfor ikke bli beskrevet videre i rapporten.



Figur 2-13 Prinsipielt flytskjema for kobling mellom varmepumpeaggregater og fjernvarmenett (Norsk Energi, 2007)

Ved normal drift er begge varmepumpene i drift, altså modus C. Da følger fjernvarmevannet pilene som er tegnet inn i Figur 2-13. Returvannet fra fjernvarmenettet går da gjennom begge underkjølerne og forvarmer vannet. Underkjølerne står i parallell i forhold til returvannet. Grunnen til at de står i parallell og ikke i serie er fordi en ønsker kaldest mulig vann inn på underkjølerne. Slik får disse maksimal varmeytelse på grunn av maksimal ΔT over underkjølerne. Ved normal drift føres returvannet gjennom underkjølerne i forholdet 2:1. Det vil si at det går dobbelt så mye vann gjennom underkjøler 1 som gjennom underkjøler 2 grunnet varmepumpeaggregatenes ulike ytelser. (Friotherm AG, 2005) (Friotherm AG, 2007) Fra underkjølerne føres vannet gjennom kondensator i VP2 og videre inn i kondensator i VP1. Kondensatorene er koblet i serie. Kondensator i VP2 varmer vannet opp til et gitt temperaturnivå før kondensator i VP1 ettervarmer vannet til 90°C som er maksimal utgangstemperatur for turvannet ut fra varmepumpene.

Dersom en av de to varmepumpene er ute av drift kan en annen driftmodus velges. Ventilene mellom varmepumpene kan da stilles slik at vannet kan ledes utenom VP1 eller VP2. Hvordan de ulike ventilene i Figur 2-13 er innstilt i de ulike driftmodi er gitt i Tabell 2-6.

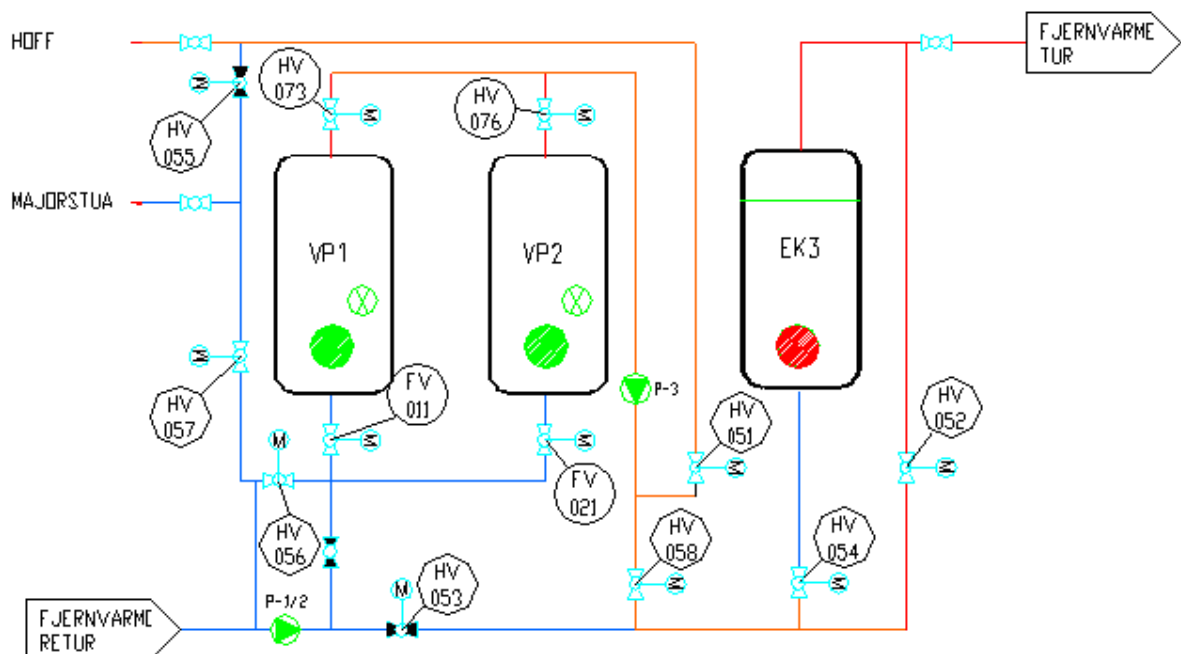
Tabell 2-6 Ventilposisjoner for ulike driftsmodus for VP1 og VP2 (Norsk Energi, 2007 - II)

Modus	Drift - separat/samlet	Ventilposisjoner FV						
		FV-11	FV-21	HV-71	HV-72	HV-73	HV-75	HV-76
A	VP 1	Å	S	Å	Å	S	Å	Å
B	VP 2	S	Å	Å	Å	Å	S	S
C	VP 1 og VP2	R	R	Å	Å	S	S	Å

Å = Åpen S = Stengt R = Regulering

Det er vanlig at fjernvarmevannet går gjennom begge kondensatorene selv om en av varmpumpene er ute av drift for å opprettholde temperatur- og trykknivået i den kondensatoren som er ute av drift. Dette vil også gi høyere trykktap og høyere pumpearbeid for fjernvarmepumpene.

Varmepumpeaggregatene ved Skøyen Vest varmesentral fungerer som grunnlast i fjernvarmenettet. Det vil si at turvannet må ettervarmes ved temperaturkrav som ligger over varmpumpenes maksimale leveringstemperatur, det vil si 90°C. Turvannet som er varmet opp med varmpumpene kan da ved behov ettervarmes i egen elektrokjel på Skøyen Vest varmesentral eller ettervarmes på Hoff varmesentral. Hoff varmesentral har installert en elektrokjel og to oljekjeler. I Figur 2-14 er VP1, VP2 samt elektrokjelen, EK3 ved Skøyen Vest varmesentral tegnet inn. Figuren viser returvannet som kommer inn til varmesentralen og turvannet som forlater sentralen. Figuren viser også en rekke ventilplasseringer samt to fjernvarmepumper.



Figur 2-14 Flytskjema for fjernvarmevann i Skøyen Vest varmesentral (Norsk Energi, 2007 - II)

På Skøyen Vest opereres det med 5 ulike kjøremodi for å betegne ulike varianter på innkobling av spisslastenheter. De ulike kjøremodi er:

- Modus 1 - Varmepumpe ut på fjernvarme - tur direkte (ingen ettervarming)
- Modus 2 - Varmepumpe ettervarmet på Hoff VS, Elkjel3 (EK-3), Skøyen utkoblet
- Modus 3 - Varmepumpe utkople, kun EK-3 til fjernvarme - tur.
- Modus 4 - Varmesentral avstengt.
- Modus 5 - Parallell drift VP1/ VP2 (ettervarming Hoff) og EK-3 (ut på FV-tur).

Ventilposisjoner i Figur 2-14 for de ulike kjøremodi er satt opp i Tabell 2-7.

Tabell 2-7 Ventil- og pumpeposisjoner for ulike kjøremodus i Skøyen Vest varmesentral

Modus #	HV-51	HV-52	HV-53	HV-54	HV-55	HV-56	HV-57	HV-58	P1/P2	P3
1	S	Å	S	S	S	Å	Å	Å	AV	PÅ
2	Å	S	S	S	S	Å	Å	S	AV	PÅ
3	S	S	Å	Å	S	S	S	S	PÅ	AV
4	S	S	S	S	Å	S	S	S	AV	AV
5	Å	S	Å	Å	S	Å	Å	S	PÅ	PÅ

Å= Åpen

AV= Pumpe står

S= Stengt

PÅ= Pumpe går

R= Regulering

Hvilke kjøremodus som velges avhenger av ulike parametere. Ved behov for ettervarming av turvannet kan vannet ettervarmes i EK3 på Skøyen Vest eller sendes ned til Hoff varmesentral. Normalt så pumpes vannet ned til Hoff VS for ettervarming. Grunnen til dette har med temperaturfordelinger i fjernvarmenettet å gjøre. Vedlikehold i varmesentralen kan også være en grunn til valg av kjel og dermed også kjøremodus.

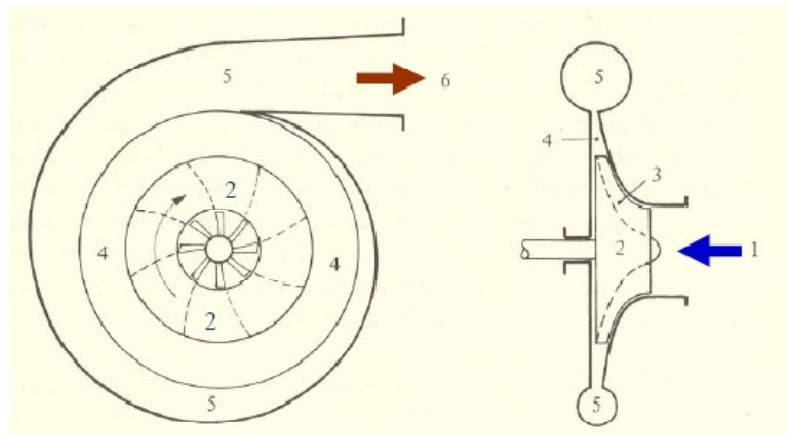
Utetemperaturen påvirker temperaturkravet på turvannet ut på fjernvarmenettet. I vinterhalvåret når utetemperaturen er lav og varmebehovet er høyt vil også temperaturkravet på turvannet være høyere enn det varmpumpene klarer og levere og vannet må ettervarmes. Varmebehovet hos kundene varierer også over døgnet og er spesielt høyt om morgenen. Det er da vanlig og "lade" vannet ved å øke turtemperaturer på natten slik at det er fjernvarmenettet klarer å dekke det høye varmebehovet. (Viken Fjernvarme AS, 2008)

2.4 Kompressor

2.4.1 Teori om turbokompressorer

Turbokompressorene virker som væskestrømsmaskiner som komprimerer arbeidsmediet etter dynamiske prinsipp. Det vil si at mekanisk energi tilføres arbeidsmediet via et roterende løpehjul.

Figur 2-15 viser en prinsippskisse av en turbokompressor sett forfra og fra siden. Dampen fra fordampere tas inn horisontalt (aksialt) og treffer det roterende løpehjulet. Løpehjulet roterer med høy hastighet, mellom 10 000 og 14 000 rpm., og akselererer arbeidsmediet samtidig som det vender gass-strømmen 90 grader. Dette er med på å øke arbeidsmediets kinetiske energi. Fra utgangen av løpehjulet føres gassen til diffusoren. I diffusoren reduseres gasshastigheten og den mekaniske energien konverteres til trykk. (Havskjold, 1995)



Snitt - sett forfra

Snitt - sett fra siden

Figur 2-15 Prinsippskisse av en radiell turbokompressor (Selvåg, 2007)

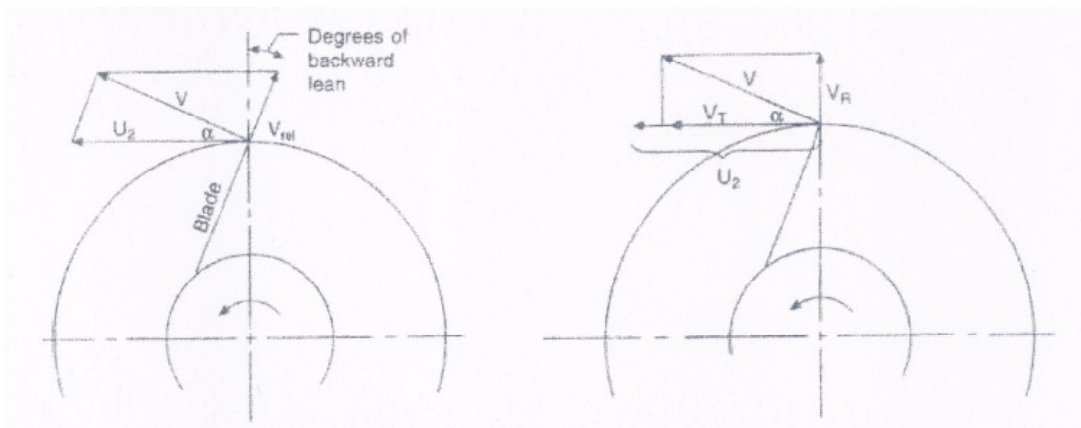
Turbokompressoren klassifiseres gjerne etter

- Gassens strømningsretning
 - Radialkompressor
 - Aksialkompressor

- Gasshastighet
 - Subsonisk kompressor
 - Supersonisk kompressor

Aksialkompressorer benyttes ved særlig høye ytelser og små trykkforhold. Det er derfor radialkompressorer som i første rekke er aktuelle til bruk i varmepumper. (Haukås, 1980)

En turbokompressor er enten subsonisk eller supersonisk. Supersonisk vil si at den absolutte gasshastigheten overstiger lydhastigheten. Begrepet absolutt hastighet kommer av gassdynamikken i turbokompressoren og er betegnet som summen av løpehjulets radielle hastighet og arbeidsmediets hastighet i forhold til løpehjulet. Dette kan sees i figuren under der U_2 er løpehjulets radielle hastighet, V_{rel} er arbeidsmediets hastighet i forhold til løpehjulet og V er arbeidsmediets absolutte hastighet. Absolutt hastighet V kan dekomponeres i en radiell V_R og en tangentiell komponent, V_T som vist til høyre i figuren.



Figur 2-16 Hastighetsvektorer i utløpet av radiell turbokompressor (Selvåg, 2007)

Produktet av hastighetskomponentene V_T og U_2 gir adiabatisk løftehøyde Δh som betegner energien som tilføres arbeidsmediet i kompresjonen. (Selvåg, 2007)

$$\Delta h = V_T \cdot U_2 \quad (1)$$

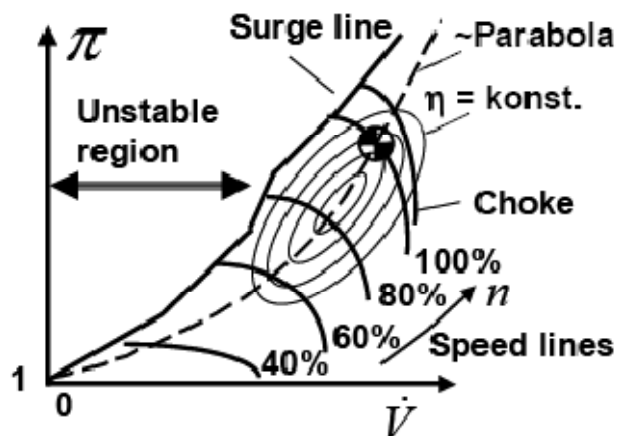
Ligningen gjelder kun for radielle turbokompressorer med ren aksial innstrømning. Energien som overføres til arbeidsmediet i løpehjulet omgjøres til trykkøkning i diffusoren. Ved en gitt tilført energimengde i et kompressortrinn blir tilsvarende det teoretiske trykkforholdet for et gitt kompressortrinn. (Haukås, 1980)

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right) = \frac{1 + H_{is} \cdot M \cdot \frac{(\kappa - 1)}{\kappa}}{(R_u \cdot T_1)} \quad (2)$$

Som det sees av ligningen er trykkøkningen for et gitt trinn avhengig av arbeidsmediets molmasse M .

2.4.2 Kapasitetsregulering av turbokompressorer

En turbokompressor har et definert driftsområde den må holde seg innenfor for å fungere optimalt. Dersom driftspunktet havner utenfor dette driftsområdet kan det få uheldige konsekvenser. Figur 2-17 viser et slikt driftsområde eller kompressorkarakteristikk for en kompressor. Driftsområdet for kompressoren er avgrenset av pumpelinjen eller "surge line" og det som kalles "chokeområdet". Innenfor dette området kan volumstrømmen eller hastigheten på løpehjulet varieres etter nødvendig trykkøkning. Dette vil bare ha innvirkning på virkningsgraden som er gjengitt som ovale ringer i figuren. Kompressorens virkningsgrad er konstant i hver ring og reduseres desto større ringene er. (Casey, 2007)



Figur 2-17 Kompressorkarakteristikk for radiell turbokompressor (Casey, 2007)

Ved høye volumstrømmer vil en videre økning av volumstrømmen føre til "choking" av kompressoren og en drastisk reduksjon av løftehøyden. Choking fører til separasjon av gassen ved rotorbladene og strømningsarealet gjennom løpehjulet blir mindre. Dette fører igjen til at gasshastigheten relativt til løpehjulet, V_{rel} tvinges opp til lydshastighet og dette gir sjokkbølger som gir dramatiske fall i virkningsgrad og løftehøyde. (Selvåg, 2007)

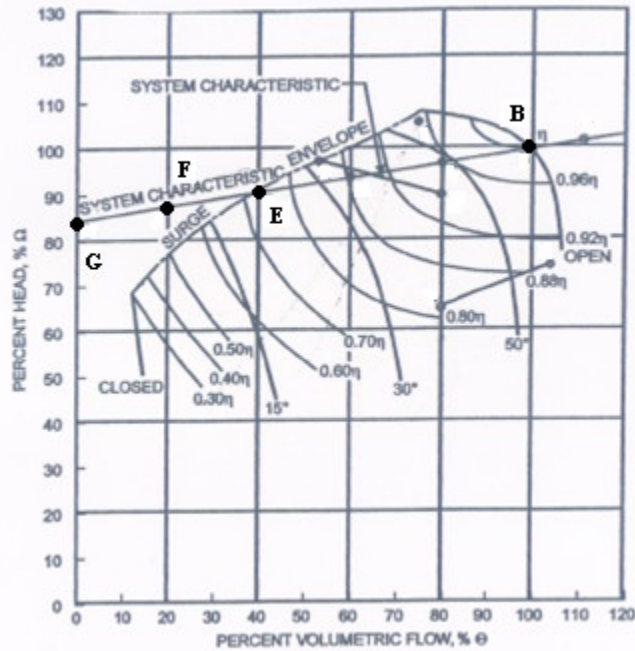
Samme problem opptrer når driftspunktet blir liggende til venstre for surgeline (pumpelinjen). I turbokompressoren er det ingen ventiler eller spjeld som hindrer gassen i å strømme tilbake fra høy- til lavtrykkssiden. Prosessen er prisgitt at skovlenes og gassens hastighet er høy nok. Bli hastigheten for lav eller løftehøyden for høy for et gitt turtall vil gassen kunne strømme tilbake gjennom kompressoren. Dette skjer støtvis og ustabil og kalles pumping. Pumping kan føre til stor slitasje på kompressoren og i verste fall havari.

Det finnes ulike måter å kapasitetsregulere turbokompressorer. Disse er (Haukås, 1980)

- Struping på sugesiden
- Regulerbare skovler i innløpet
- Turtallsregulering
- Bypass fra høy- til lavtrykkssiden

Av disse metodene gir turtallsregulering og ledeskovlregulering best dellastvirkningsgrad. Struping på sugesiden og bypass gir meget dårlig dellastvirkningsgrad og bør unngås.

Ledeskovlregulering fungerer ved at ledeskovlene i innløpet vrir slik at gassen får en viss medrotasjon inn mot løpehjulet. Dette gjør at den innerste delen av hvert rotorblad blir uvirksom og energien som overføres fra løpehjulet til gassen reduseres som igjen fører til at kompressorytelsen reduseres. Ledeskovlregulering gjør at kapasiteten på kompressoren kan reguleres uten at turtallet på løpehjulet endres. En typisk kompressorkarakteristikk for en turbokompressor ved konstant turtall er gitt i Figur 2-18. Figuren gjengir samme figur som Figur 2-17 med løftehøyde som funksjon av volumstrøm gjennom kompressoren, men med konstant turtall. (ASHRAE, 2004)



Figur 2-18 Kompressorkarakteristikk for ledeskovlregulert radiell turbokompressor med konstant turtall (ASHRAE, 2004)

I figuren er virkningsgradskurvene tegnet inn samt ulike vinkelposisjoner på ledeskovlene. I figuren er også systemkarakteristikken tegnet inn som en rett, skrå linje.

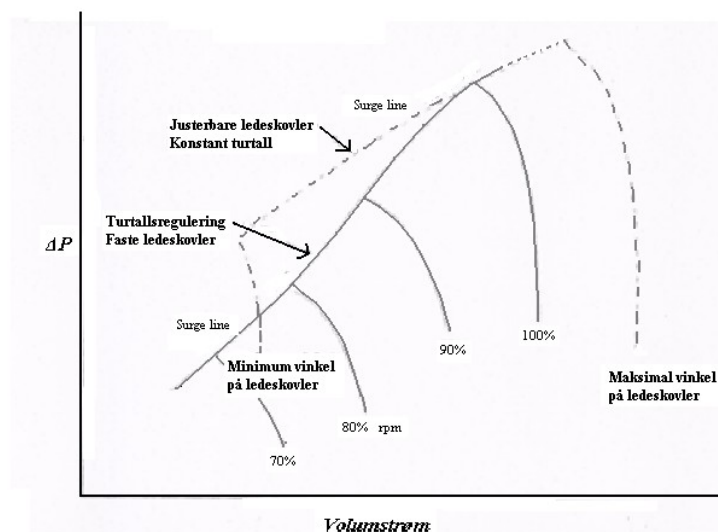
Systemkarakteristikken eller systemlinjen viser driftslinjen for kompressoren.

Kompressordriften varierer normalt langs denne linjen. I figuren er de ulike driftspunktene for kompressoren merket med B til E. Innenfor dette området på systemlinjen kan kompressoren operere ved kun å variere åpningsgraden på ledeskovlene. Punkt B viser driftspunktene ved maksimalt kompressorarbeid og volumstrøm gjennom kompressoren. Punkt E viser hvor langt ned kompressorytelsen kan nå før kompressoren kommer inn i surgeområdet. Dersom kompressoren skal operere i driftspunkt F eller G er det nødvendig med bypass av gass fra høy- til lavtrykksiden forbi kompressoren for å hindre ”surge”. Dette vil gi en vesentlig dårligere systemvirkningsgrad siden en del av gassen komprimeres uten å levere nyttig varme. (ASHRAE, 2004)

Dersom kompressoren opererer i et gitt driftspunkt og det er behov for å redusere kompressorarbeidet endres åpningsvinkelen på ledeskovlene og arbeidsmediet gis medrotasjon inn på løpehjulet. Volumstrømmen gjennom kompressoren må dermed reduseres for at systemet skal følge oppsatt systemkarakteristikk og dermed opprettholde høy virkningsgrad. Det er ikke gitt at systemkarakteristikken følger maksimal virkningsgrad for kompressoren hele tiden. Hvordan kompressoren reguleres avhenger av behov for hele varmpumpesystemet og ikke bare av kompressorvirkningsgrad. Det er derfor viktig med en optimal utforming av løpehjulet som samsvarer med forventede driftbetingelser. (Bakken, 2008)

Hva som gir best delastvirkningsgrad av ledeskovlregulering og turtallregulering er det delte meninger om. Store forskjeller er det uansett ikke. (Bakken, 2008) En positiv effekt ved ledeskovlregulering er at kompressorens chokegrense kan heves og kompressorens varmelytelse økes noe. Dette kan oppnås ved at gassen gis en viss motrotasjon inn på

løpehjulet. Slik vil separasjon av strømmingen reduseres og dermed vil reduksjon av strømningsarealet unngås. (Selvåg, 2007)



Figur 2-19 Kompressorkarakteristikk med utvidet chokegrense (Selvåg, 2007)

Turbokompressorene i varmpumpene på Skøyen Vest er også utstyrt med ledeskovler ved innløpet til andre kompressortrinn. Disse skovlene regulerer inntak av flashgass fra mellomtrykksbeholderen og dermed trykket i mellomtrykksbeholderen. Ustabiliteter i varmpumpesystemet kan føre til varierende nivå i mellomtrykksbeholderen noe som kan gi plutselige og pulserende strømmer med flashgass inn mot høytrykkskompressoren. Ledeskovlene kan regulere slike pulserende effekter og gi en jevnere volumstrøm inn på løpehjulet. Dersom kompressorens driftspunkt ligger nær surgelinjen så kan slike pulser føre til at bypassventilen må åpnes. (Havskjold, 1995)

2.4.3 Kompressorene ved Skøyen Vest

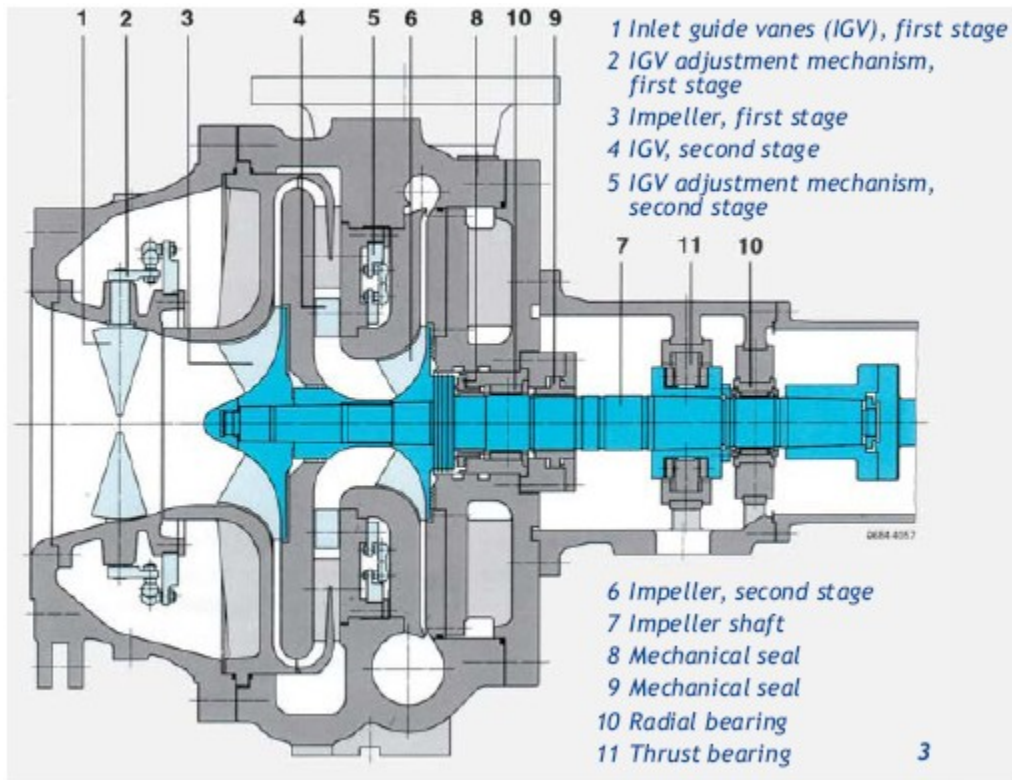
Kompressorene som benyttes i varmpumpene på Skøyen Vest er for VP1 en Uniturbo 50 FY og Uniturbo 34 FY for VP2. Kompressorene er levert av det sveitsiske firmaet Friothers AG. Varmepumpeaggregatene ved Skøyen Vest varmesentral er to - trinns sentrifugale turbokompressorer. Det vil si at arbeidsmediet fra fordampere blir komprimert til et mellomtrykk i første kompressortrinn. Her blandes gassen med flashgassen fra mellomtrykksbeholderen før denne blandingen komprimeres videre i andre kompressortrinn. Grunnen til at flashgassen føres inn i mellomtrykksbeholderen mellom kompressortrinnene er for å kjøle ned arbeidsmediet og dermed reduserer komprimeringsarbeidet. Etter første kompressortrinn er arbeidsmediet overhett. Dersom det ikke kjøles ned før andre kompressortrinn fører dette til svært høye trykkrørstemperaturer som kan skade komponenter og selve arbeidsmediet. Viktigst er allikevel at en nedkjøling av arbeidsmediet mellom kompressortrinnene fører til at gassvolumet reduseres som igjen gir mindre kompressarbeid. (Stene, 1997) (Dossat, 1991) Figur 2-20 viser et bilde av VP1s kompressor slik den er montert ved Skøyen Vest varmesentral.



Figur 2-20 Turbokompressor Uniturbo 50 FY (Friothers AG, 2008)

Mellomtrykksbeholderne som benyttes ved Skøyen Vest er åpne mellomtrykksbeholdere med 3 porter som gir delvis mellomkjøling. Arbeidsmediet i underkjøleren ekspanderer ned i mellomtrykksbeholderen til mellomtrykksnivå. Her separeres arbeidsmediet i gass og væske. Gassen suges opp av høytrykkskompressoren mens væsken føres ned til fordamperen. Gasstemperaturen inn på høytrykksbeholderen blir derfor liggende mellom metningstemperaturen i beholderen og trykkgasstemperaturen ut fra lavtrykkstrinnet. Dette kan sees helt til høyre i $\log(p)$ -h diagrammet i Figur 2-3 og Figur 2-4. Ved full mellomkjøling ville linjen for andre kompressortrinn startet helt inne ved metningslinjen. Det er vanlig at anlegg med R-134a benytter mellomtrykksbeholdere med delvis mellomkjøling. En av grunnene til dette er at høye trykkrørstemperaturer ikke er et stort problem for R-134a, slik det er for ammoniakk.

Figur 2-21 viser et systemskjema for kompressorene i VP1 og VP2. Arbeidsmediet fra fordamperen føres horisontalt inn i kompressoren. Kompressorinntaket vises helt til venstre i bildet. Videre føres arbeidsmediet inn gjennom første kompressortrinn før det blandes med flashgassen og begynner på andre kompressortrinn. Volumstrømmen gjennom kompressoren reguleres av vridbare ledeskovler (Inlet Guide Vanes) merket 1 og 4 i Figur 2-21.



Figur 2-21 Snittegning av to - trinnskompressor (Friotherm AG, 2008 - II)

Kompressoren er også utstyrt med en sikkerhetsventil eller bypassventil som kan føre arbeidsmedium fra høytrykk - til lavtrykksiden utenom kompressoren. Ventilen kan åpnes ved fare for "surge". "Surge" inntreffer når volumstrømmen gjennom kompressortrinnet blir for lav for en gitt løftehøyde. Punkt F og punkt G i Figur 2-18 er driftpunkt som kun kan nås ved åpning av bypassventilen.

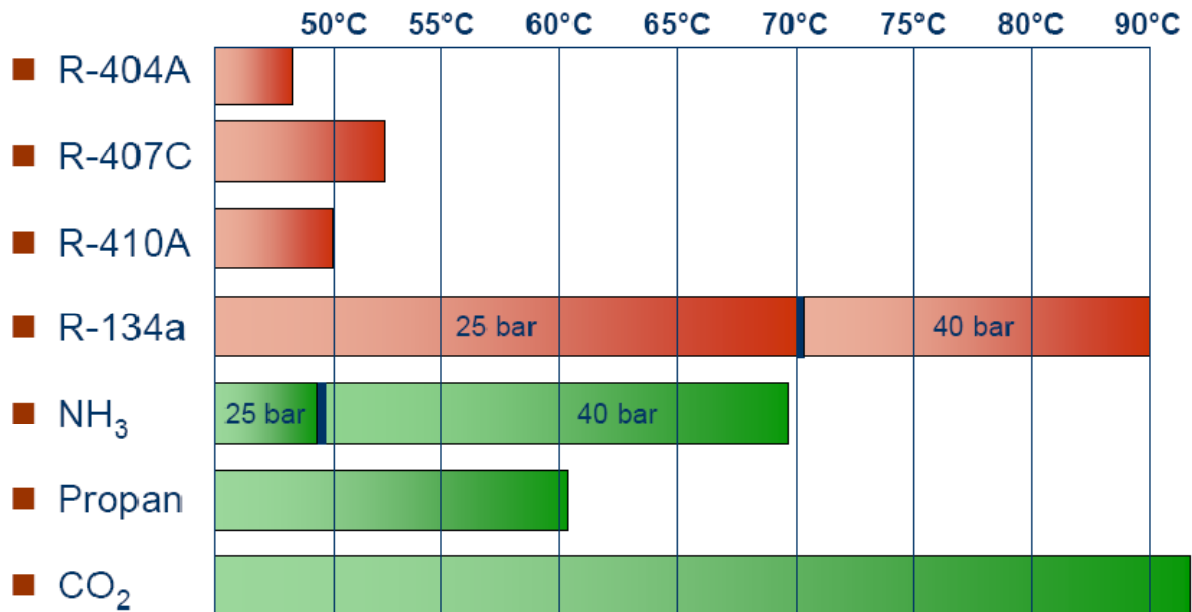
2.5 Arbeidsmedium

I varmpumpene på Skøyen Vest benyttes arbeidsmediet R-134a. R-134a ble lansert tidlig på 1990 tallet som en erstatning for arbeidsmediet R-12 da dette mediet hadde en svært negativ effekt på ozonlaget. Arbeidsmediet består av grunnstoffene karbon, fluor og hydrogen og benevnes ofte hydrofluorkarboner eller HFK. Tabell 2-8 gir de viktigste termodynamiske data for R-134a.

Tabell 2-8 Termodynamiske data R-134a (Stene, 2008 - III)

	R-134a
Molvekt	102,3 kg/kgmol
Kokepunkt	-26,2°C
Kritisk Temp	101,1°C
Kritisk Trykk	40,7 bar
Metningstrykk, 0°C	2,9 bar
Fordampningsentalpi, 0°C	199 kJ/kg
Volumetrisk kjølekapasitet 0°C	2866 kJ/kg
Trykkforhold, 0°C/50°C	4,5
Tetthet væske, 0°C	1295 kg/m³
Tetthet væske, 50°C	1102 kg/m³
Tetthet gass, 0°C	14 kg/m³
Tetthet gass, 50°C	66,3 kg/m³
Spesifikk varmekapasitet(l), 0°C	1,341 kJ/kgK
Spesifikk varmekapasitet(l), 50°C	1,566 kJ/kgK
Spesifikk varmekapasitet(g), 0°C	0,897 kJ/kgK
Spesifikk varmekapasitet(g), 50°C	1,246 kJ/kgK
ODP	0
GWP	1300

Figur 2-22 viser en sammenligning av maksimalt utgående vanntemperatur for ulike arbeidsmedier brukt i varmpumper. Med R-134a som arbeidsmedium og 25 bars kompressor kan vanntemperaturer opp til 70°C leveres. For vanntemperaturer opp mot 90°C må kondenseringstrykket opp i 40 bar.



Figur 2-22 Maksimal turtemperatur for ulike arbeidsmedier i varmepumper (Stene, 2008)

En av de virkelig store fordelene ved bruk av R-134a som arbeidsmedium er at det egner seg meget godt til bruk i turbokompressorer. R-134a har en høy molmasse på 102 kg/kmol noe som gjør at det er mulig å oppnå relativt høye trykkløft per kompressortrinn. På denne måten kan det bygges meget kompakte og driftsikre varmepumpeanlegg med stor varmeytelse. Et godt eksempel på dette er varmepumpeanlegget på Skøyen Vest som er bygd inn i en fjellhall.

2.5.1 Miljøaspekter ved R-134a

Miljømessig så har R-134a ingen innvirkning på ozonlaget. Det vil si at ODP (Ozon Depletion Potential) er lik 0. Arbeidsmediet har likevel en ikke-neglisjerbar innvirkning på drivhuseffekten da det har en GWP (Global Warming Potential) lik 1 300. (Stene, 1997) 14. juli 2006 kom et EU direktiv, F-gass direktivet, som regulerer bruk av fluorholdige arbeidsmedier i alle typer varmepumper og kjølemaskiner. F-gass direktivet trådte i kraft 20 dager senere og går ut på at alle kjøle- og varmesystemer som benytter fluorholdige arbeidsmedier må implementere måleutstyr for lekkasje av arbeidsmedier samt regelmessig lekkasjekontroll. Eksempler på arbeidsmedier som inngår er R 407C, R 410A og R-134a. (Nordell, 2006) Samtidig ble et EU direktiv om bruk av drivhusgasser i kjølesystemer i biler implementert. Dette direktivet går ut på å sette strenge krav til utslipp og lekkasje av drivhusgasser brukt som kjølemedium i klimaanlegg i biler. Direktivet gjelder arbeidsmedier med en GWP verdi høyere enn 150. Fra 1. januar 2011 blir all bruk av slike arbeidsmedier forbudt i klimanlegg i biler. Dette gjør at framtida for R-134a som arbeidsmedium i varmepumper er svært usikker. (Selvåg, 2007)

3 Alternative varmepumpeløsninger

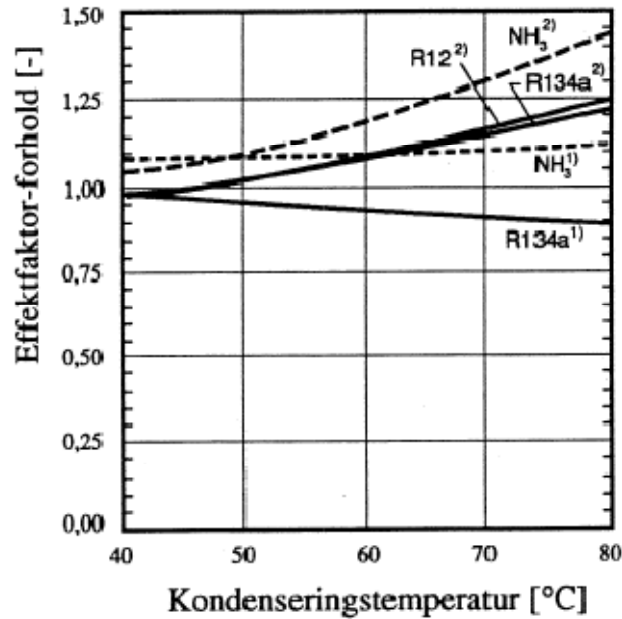
Varmepumpene som er installert ved Skøyen Vest varmesentral produserer høytemperatur fjernvarmevann med en gjennomsnittlig COP for de to varmepumpene i seriedrift på ca. 2,8. (Friothers AG, 2008 - III) Lignende anlegg med R-134a og totrinns turbokompressorer er brukt i en rekke fjernvarme og fjernkjøleanlegg i Europa. Friothers AG er i dag Europas største leverandør av store R-134a varmepumper med turbokompressorer (Oestreich, 2006). De har levert en rekke lignende anlegg rundt om i Europa. Hovedvekten av anleggene for fjernvarme befinner seg i Norden. (Friothers AG, 2008)

Selv om anlegg med R-134a som arbeidsmedium fungerer bra så er det også andre varmepumpeløsninger som kan være aktuelle for leveranse av høytemperatur varme. Med tanke på HFK arbeidsmediens negative miljøvirkning til så vil det være gunstig å finne alternative arbeidsmedier som ikke skader miljøet eller fører til økt global oppvarming. Naturlige arbeidsmedier er i dag hovedalternativet til R-134a og de andre HFK arbeidsmediene. Med naturlige arbeidsmedier menes ammoniakk, hydrokarboner, CO₂, vann og luft. En ulempe med mange naturlige arbeidsmedier er at de enten er giftige som ammoniakk eller svært eksplosive slik som mange av hydrokarbonarbeidsmediene. Et arbeidsmediums negative bidrag til miljøet måles gjerne i TEWI eller Total Equivalent Warming Impact. Det vil si at arbeidsmediets energieffektivitet også legges til grunn når arbeidsmediets totale negative miljøbidrag regnes ut. Dette stiller krav til at de varmepumpesystemer som benytter naturlige arbeidsmedier må være driftsmessig og energieffektive på høyde med konvensjonelle varmepumpesystemer med HFC arbeidsmedier (Stene, 1998). Ammoniakk og CO₂ er to arbeidsmedier som på grunn av sine egenskaper er meget aktuelle til bruk i større varmepumpesystemer. Ammoniakk er kanskje det arbeidsmediet som termodynamisk er best egnet til bruk i store varmepumpeanlegg. CO₂ fikk på sin side en rennesanse som arbeidsmedium rundt 1990 og er i dag svært mye omtalt arbeidsmedium i vitenskapelige publikasjoner. (Nordman, 2006)

3.1 Ammoniakk som arbeidsmedium

Ammoniakk (NH₃, R-134a) er et gammelt arbeidsmedium som har vært brukt i varmepumper og kuldeanlegg i snart 150 år. (Lorentzen, 1988) Ammoniakk var et av "pioner- mediene" sammen med CO₂, SO₂, CH₃Cl og eter og har vært brukt siden de første kalddampmaskinene så dagens lys. I de senere årene har ammoniakk i hovedsak blitt brukt i store industrielle kuldeanlegg. (Stene, 1997)

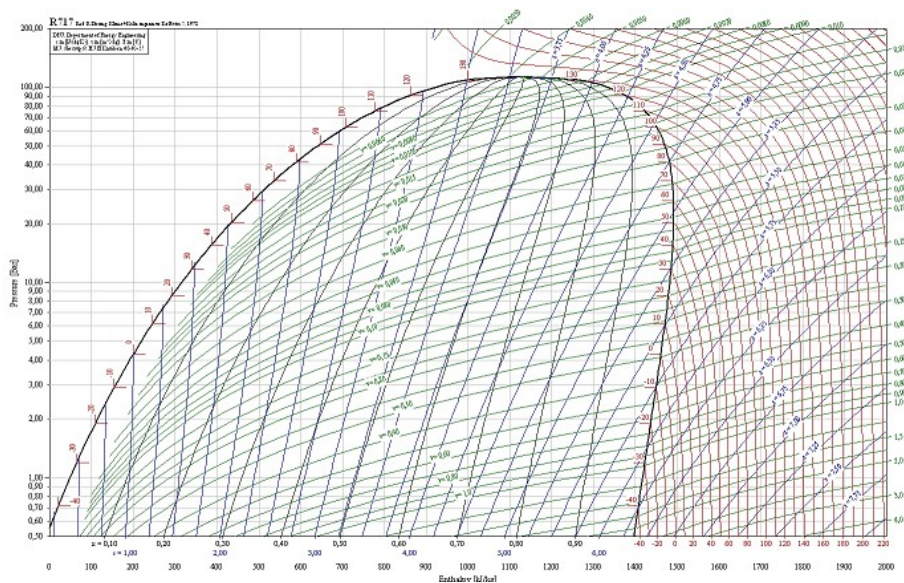
Ammoniakk har mange termofysikalske egenskaper som gjør at det er meget interessant som arbeidsmedium i store varmepumper. I Figur 3-1 er det satt opp teoretiske COP for R-134a, det gamle og i dag forbudte arbeidsmediet R-12, og ammoniakk for ett - og to -trinns varmepumpeprosesser i forhold til COP for en ett -trinns R-12 prosess. COP- forholdet for arbeidsmediene er plottet mot varierende kondenseringstemperatur.



Figur 3-1 Forhold mellom relativt teoretisk COP og kondenseringstemperatur for et utvalg arbeidsmedier (Stene, 1997)

Figuren viser at ammoniakk i en to - trinns varmepumpeprosess har høyere teoretisk effektfaktor enn R-134a i samme to - trinnsprosess, spesielt ved høye kondenseringstemperaturer. Ammoniakk har et relativt høyt kritisk punkt og et vesentlig lavere strupningstap enn andre arbeidsmedier. Dette fører til høy kondenseringentalpi som gjør at høy COP oppnås selv ved høye kondenseringstemperaturer

Figur 3-2 viser trykk-, entalpidiagrammet for ammoniakk og i Tabell 3-1 er de viktigste termodynamiske data oppsummert. Ammoniakk har en stor temperaturrekkevidde med kritisk temperatur på hele 132°C. Dette gjør arbeidsmediet meget godt egnet til både lav- og høytemperatur varmepumper. (Lorentzen, 1988)



Figur 3-2 Ammoniakk i log(p)-h diagram (CoolPack, 2008)

Tabell 3-1 Termodynamiske egenskaper for ammoniakk (Stene, 2008)

	R-717
Molvekt	17,03 kg/kmol
Kokepunkt	-33,3°C
Kritisk Temp	132°C
Kritisk Trykk	113,3 bar
Metningstrykk, 0°C	4,3 bar
Fordampningsentalpi, 0°C	1262 kJ/kg
Volumetrisk kuldekapasitet, 0°C	4363 kJ/kg
Trykkrate, 0°C/50°C	4,7
Tetthet (l), 0°C	639 kg/m³
Tetthet (l), 50°C	562 kg/m³
Tetthet (g), 0°C	4 kg/m³
Tetthet (g), 50°C	15,8 kg/m³
Spesifikk varmekapasitet (l), 0°C	4,567 kJ/kgK
Spesifikk varmekapasitet (l), 50°C	5,064 kJ/kgK
Spesifikk varmekapasitet (g), 50°C	3,823 kJ/kgK
ODP	0
GWP	0

Ammoniakk har meget lav molvekt i forhold til andre arbeidsmedier (17,03 kg/kmol). Til sammenligning så har R-134a en molvekt på 102,3 g/mol som vist i Tabell 2-8. Fordampningsentalpien for et arbeidsmedium er tilnærmet omvendt proporsjonalt med arbeidsmediets molvekt. Som vist i Tabell 3-1 så har ammoniakk en fordampningsentalpi på 1262 kJ/kg ved 0 °C. Dette er over 6 ganger høyere enn tilsvarende verdi for R-134a. Lav molvekt betyr at arbeidsmediets tetthet også er lav. Dette vil føre til at dimensjoner på rør og ventiler kan reduseres. (Stene, 1997) Varmeovergangseffektiviteten ved varmeveksling avhenger blant annet av arbeidsmediets termiske konduktivitet. Også på dette området har ammoniakk meget gode egenskaper sammenlignet med andre arbeidsmedier. Dette fører til at kondensator og fordamper kan ha mindre dimensjoner i forhold til anlegg med andre arbeidsmedier. God varmeledningsevne for ammoniakk gjør også at kondenseringstemperaturen kan reduseres og fordampningstemperaturen økes noe i forhold til anlegg med andre arbeidsmedier.

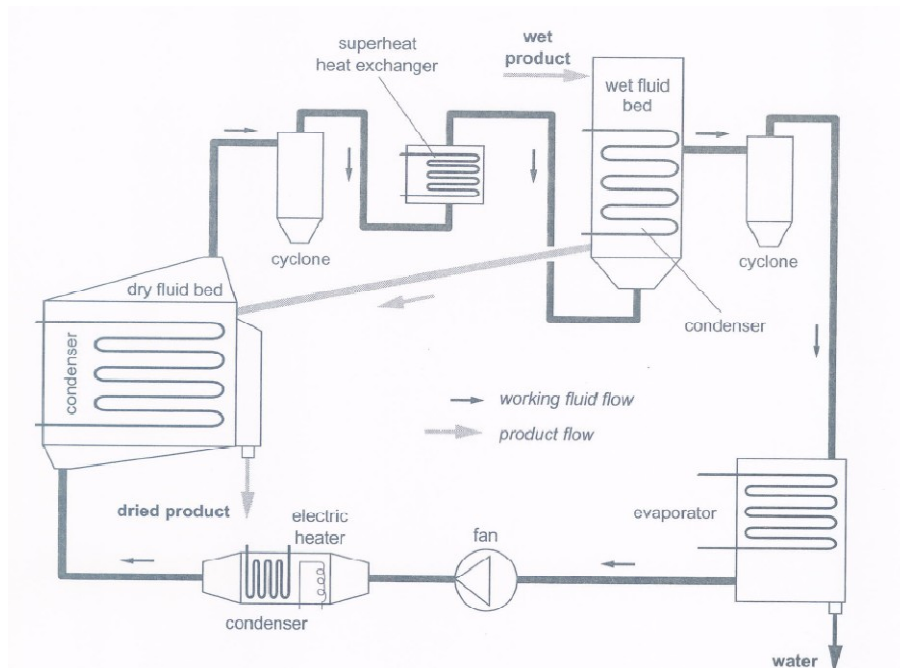
Grunnet den lave molvekten er ammoniakk lite egnet til bruk i turbokompressorer. Trykkøkningen per kompressortrinn i en turbokompressor er direkte knyttet til arbeidsmediets molvekt. Lav molvekt i arbeidsmediet resulterer i mange kompressortrinn for å oppnå ønsket trykkøkning. Stempel- eller skruekompressorer er derfor de mest aktuelle kompressortypene for ammoniakk i varmpumpeanlegg. Optimal turtall for stempelkompressorer i varmpumpeanlegg er omvendt proporsjonal med kvadratroten av molarvekten til arbeidsmediet. Det betyr at kompressoren kan utformes med mye mindre slagvolum for samme kompressorytelse. (Lorentzen, 1994 - II)

3.1.1 Systemutforming av ammoniakkvarmepumper

Ammoniakk har termodynamiske egenskaper som gjør det meget aktuelt til bruk i høytemperatur varmepumper. Allikevel har ammoniakk visse begrensninger. Spesielt gjelder dette ved høye temperaturkrav da kondenseringstrykket blir høyt. Kritisk punkt for ammoniakk ligger ved 132 °C og 113 bar.

Figur 2-22 viser at ved 40 bars kompressor i en varmepumpe er det mulig å produsere vann med utgående turtemperatur på i overkant av 70°C. For høyere temperaturkrav på turvannet kreves kompressorer med høyere trykknivå. VP 1 ved Skøyen Vest leverer turvann på 90°C. I følge trykk-, entalpiediagrammet for ammoniakk krever en kondenseringstemperatur på 90°C et kondenseringstrykk på 51 bar. Det betyr at produksjon av vann med en slik turtemperatur vil kreve kompressorer med opptil 60 bars dimensjonerende trykk. Dagens kommersielle ammoniakkompressorer begrenser seg til 40- 50 bar for henholdsvis stempel og skruekompressor. Det er allikevel ingen tekniske begrensninger med å lage 60 bars ammoniakkompressorer.

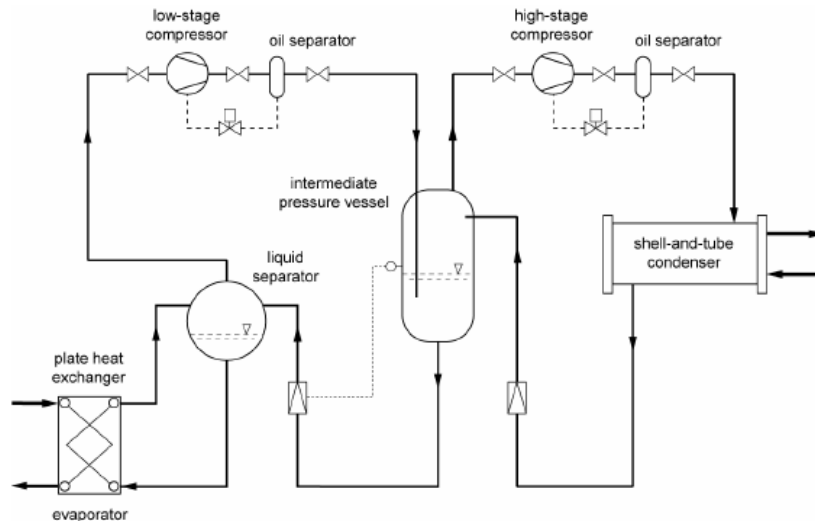
Sintef Energiforskning AS konstruerte i 1995 en høytemperatur ammoniakkvarmepumpe til bruk til tørking i næringsmiddelindustrien. I prosessen ble fiskemel tørket med varmluft i en såkalt Fluidized Bed Dryer. Ammoniakkvarmepumpen som brukes sammen med tørkeutstyret besto i hovedsak av en egenkonstruert 60 bars ammoniakkompressor, 4 kondensatorer, en fordamper og en overhetingsvarmeveksler. (Strømmen, et al., 1995) Prinsippskisse av anlegget kan sees i Figur 3-3.



Figur 3-3 Fluidized Bed tørkeanlegg med høytemperatur ammoniakkvarmepumpe (Stene, 1998)

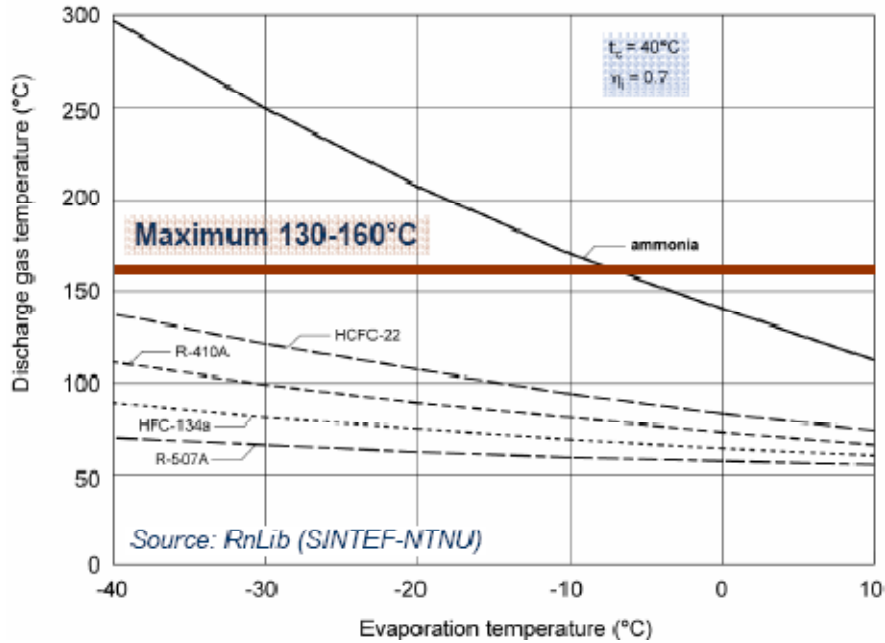
Maksimal kondenseringstemperatur i varmepumpa var 100°C og maksimal trykkrørstemperatur var ca 110°C. Varmeeffekten avgitt under stabile driftsforhold var 20 kW og varmepumpen hadde kapasitet til å fjerne ca. 100 kg vann per time. Systemet oppnådde en COP på ca 5,5 når vifteeffekten var inkludert. (Stene, 1998)

Teknotherm industri AS leverer kompressorer fra den amerikanske produsenten MYCOM. MYCOM kan i dag levere 50 bars skruekompressorer til bruk i større varmepumper. Kompressoren NGH250S-L er en skruekompressor som gir maksimal kondenseringstemperatur på 88°C og et temperaturløft på 53 K. Kompressoren har kapasitet til å levere 3,36 MW varmeeffekt og kan oppnå en teoretisk COP på 3,62. (Brekke, 2008) Anlegget kunne sett ut som i figuren under der 50 bars skruekompressoren er satt inn i et trinns varmepumpesystem sammen med en 25 bars kompressor.



Figur 3-4 Eksempel på systemutforming for totrinns ammoniakkvarmepumpe med mellomtrykksbeholder (Stene, 2008)

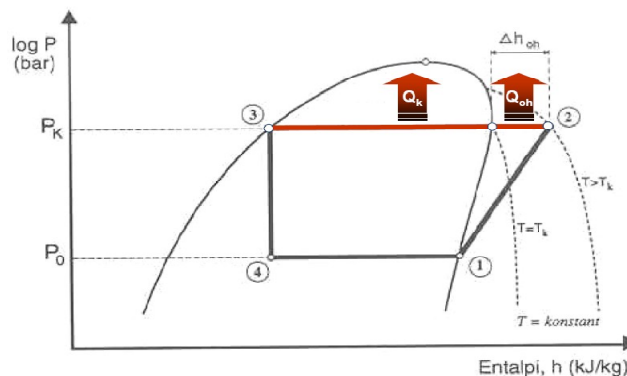
Ved høye kondenseringstemperaturer vil ammoniakkompressorer kunne gi svært høye trykkørstemperaturer. Dette bør unngås da det kan føre til kjemisk nedbrytning av arbeidsmediet, karbonisering av smøreolje og ødelagte pakninger i varmepumpen. For å unngå dette bør ikke temperaturen på smøreolje og arbeidsmedium overstige henholdsvis 130° C og 160° C. (Stene, 1998) Figur 3-5 viser en sammenligning av trykkørstemperaturer som funksjon av fordampningstemperatur for ulike arbeidsmedier. Figuren viser tydelig at ammoniakk kan få svært høye trykkørstemperaturer ved lave fordampningstemperaturer og høye trykkløft.



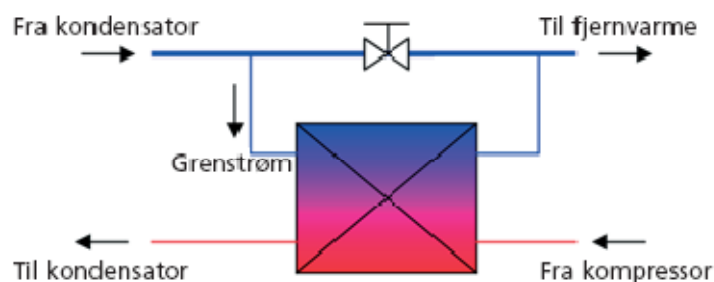
Figur 3-5 Trykkrørstemperatur for ulike arbeidsmedier ved 40°C kondenseringstemperatur og varierende fordampningstemperatur (Stene, 2008 - III)

På Kongsberg Næringspark er det installert en ammoniakkvarmepumpe der kondenseringstemperaturen er ca 80°C. Et problem ved dette anlegget er at smøreoljen løser 4-5 % arbeidsmedium. Smøreoljens viskositet reduseres som følge av dette og det fører til at oljedifferansetrykket faller og varmepumpen har stoppet ved at oljealarmen er utløst. (Brekke, 2008) Ved bruk av skruekompressorer er høy trykkrørstemperatur et mindre problem ettersom trykk-gassen blir kjølt av smøreoljen og temperaturnivået blir lavere. (Haukås, 2008) Stempelkompressorer får normalt sett en høyere trykkrørstemperatur enn skruekompressorer. I slike kompressorer er det mulig å utnytte overhettingsvarmen i en overhettingsvarmeveksler. (Oestreich, 2006)

En overhettingsvarmeveksler utnytter høytemperaturvarmen i arbeidsmediet etter kompressoren og ved å kjøle dette ned mot duggpunktet. Denne energien kan utnyttes til å øke turtemperaturen ut fra varmepumpen uten å øke kondenseringstemperaturen. Figur 3-6 viser overhettingsvarmeveksling satt inn i et log(p) – h diagram og Figur 3-7 viser en overhettingsvarmeveksler koblet i serie med kondensatoren.



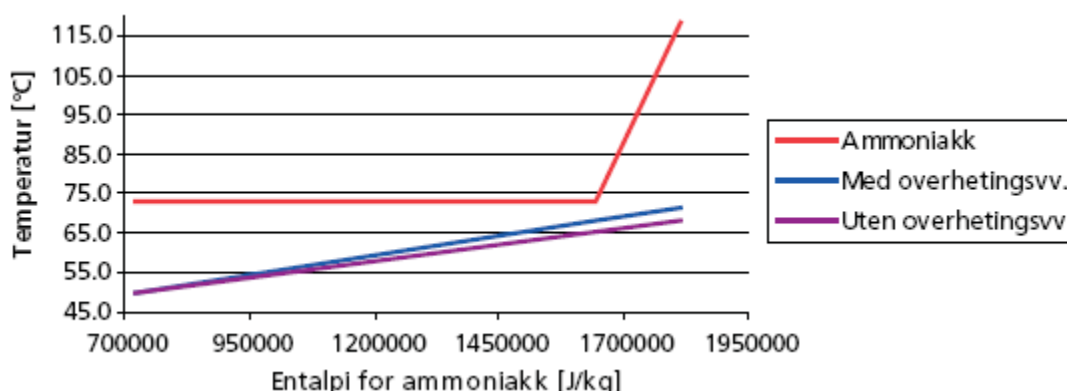
Figur 3-6 Overhettingsvarmeveksler i log(p) - h diagram



Figur 3-7 Prinsippkisse av en overhetingsvarmeveksler koblet i serie med kondensatoren (Selvåg, et al., 2008)

Et resultat av bruk av overhetingsvarmeveksling er at kondenseringstemperaturen kan reduseres noe ettersom en del av varmen avgis i overhetingsvarmeveksleren med høyere temperatur enn kondenseringstemperaturen. Dette kan også utnyttes ved at temperaturen på turvannet økes.

Figur 3-8 viser at bruk av overhetningsvarmeveksler i ammoniakkvarmepumper øker utgående vanntemperatur til fjernvarmenettet.



Figur 3-8 Prinsipielt temperaturforløp i kondensator med og uten overhetingsvarmeveksler (Selvåg, et al., 2008)

I masteroppgaven "Analyse av varmepumpeanlegg i nærvarmesystem" er det sett på et tottrinns ammoniakkvarmepumpeanlegg med maksimal utgående turtemperatur på 67°C som skal levere turvann til et fjernvarmenett dimensjonert for 80/50°C. Ved bruk av overhetingsvarmeveksler i varmepumpa ble SPF (Seasonal Performance Factor) for varmepumpa økt med 2,5 %. (Selvåg, 2007)

3.1.2 Miljøaspekter ved ammoniakk

Ammoniakk er et meget giftig arbeidsmedium med en karakteristisk stikkende lukt. Det er også moderat brannfarlig da mediets selvantenningsstemperatur er på 651°C. Arbeidsmediets lavere og øvre eksplosjonsgrense (LEL, UEL) er på henholdsvis 15 vol % og 25 vol %. Det vil si at med gasskonsentrasjoner i luft lavere enn LEL er det ikke fare for selvantennning. Ved

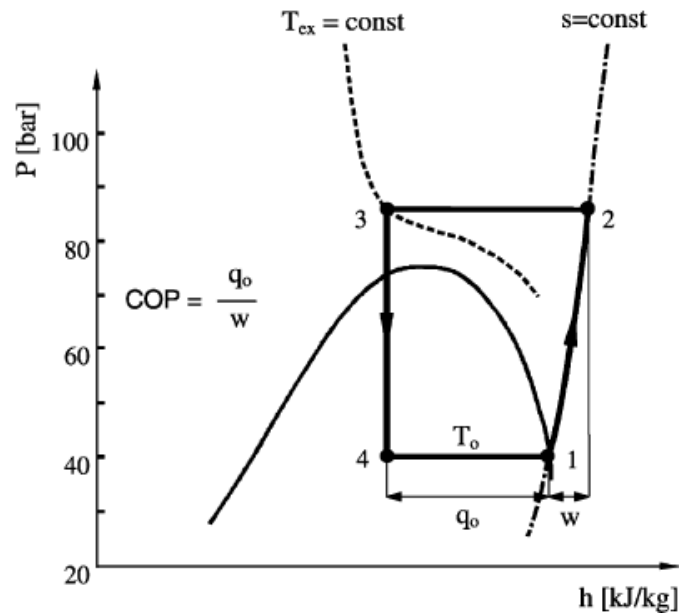
konsentrasjoner i luft høyere enn UEL er det ikke nok oksygen til stede til at eksplosjonsfaren er reell. Spesielle eksplosjonssikringstiltak er derfor ikke nødvendige. (Stene, 1998) Selv om stoffet er meget giftig så gjør den markant, stikkende lukten at den er meget lett og oppdage selv ved små konsentrasjoner. Ammoniakk er merkbar mellom 5 og 50 ppm. og mennesker kan utsettes for konsentrasjoner mellom 150 og 200 ppm. i flere timer uten fare. Først ved konsentrasjoner på 500 ppm. er det akutt fare for liv og helse og den laveste dødelige dose rapportert er 5 000 ppm. (Stene, 1998) Siden ammoniakk veier ca 50 % mindre enn luft så vil den meget raskt løses opp. (Lorentzen, 1988) Ved bruk av avtrekksventilasjon ventilasjon over varmpumpeanlegget vil en hindre at store og farlige konsentrasjoner skal kunne bygge seg opp i rommet ved lekkasje. Eksplosjonsfare tilknyttet en ammoniakkvarmpumpe er derfor svært lite tenkelig. (Lorentzen, 1988) De fleste ulykker som skyldes lekkasje av ammoniakk skjer ikke under normal drift, men under vedlikehold av anlegg og da forårsaket av menneskelig svikt i sikkerhetsrutiner. (Eikevik, 2008)

Selv om ammoniakk er et arbeidsmedium som må behandles med forsiktighet er det viktig først og fremst å fokusere på de positive miljøaspektene ved ammoniakk. Tabell 3-1 viser at ammoniakk har GWP- og ODP- verdi lik 0, som betyr at det verken bidrar til nedbrytning av ozonlaget eller økt global oppvarming. R-134a benyttes i dag som arbeidsmedium i mange store varmpumpeanlegg og kuldeanlegg, men på sikt kan dette stoffet være på vei til å bli faset ut på grunn av dets høye GWP -verdi. (Eikevik, 2008) (Brekke, 2008) Ammoniakk er et arbeidsmedium som innehar meget gode termodynamiske egenskaper som bør vises større oppmerksomhet i framtiden. Selv om det i dag ikke finnes kommersielt tilgjengelige ammoniakkompressorer som kan levere høye nok kondenseringstrykk til turtemperaturer på 90°C så er det ingen umulighet å få utviklet slike. Poenget er å få utviklet kompressorer som er designet til nettopp dette forhold og som fullt ut utnytter ammoniakkens potensial som arbeidsmedium. (Lorentzen, 1988)

3.2 CO₂ som arbeidsmedium

Karbondioksid (CO₂, R-744) skiller seg fra konvensjonelle medier på en rekke områder. Arbeidsmediet har lav kritisk temperatur (31,1°C) og høyt kritisk trykk (73,8 bar). Dette resulterer i at en varmpumpe som benytter CO₂ som arbeidsmedium vil ha et høyt arbeidstrykk og at varmeavgivelsen vil skje ved overkritisk trykk i en transkritisk prosess. Ut fra Figur 2-22 kan det sees at CO₂ har potensial til å produsere turvann med en temperatur som ligger over alle de andre arbeidsmediene i figuren.

En transkritisk- eller overkritiskprosess går ut på at varmeavgivelse foregår over det som er definert som kritisk punkt. Ved leveranse av varme over kritisk temperatur vil det ikke være noen kondensasjon, men varme avgis ved avkjøling av komprimert CO₂-gass i det superkritiske området. Nedkjølingen eller temperaturreduksjonen ved varmeavgivelse kalles mediets temperaturglidning. Varmeavgivelsen skjer ved tilnærmet konstant trykk og finner sted i en gasskjøler og ikke i en kondensator som i konvensjonelle systemer. Fordampningen skjer fortsatt i det underkritiske området som i en konvensjonell varmpumpeprosess. Figur 3-9 viser en illustrasjon av en transkritisk CO₂-prosess.

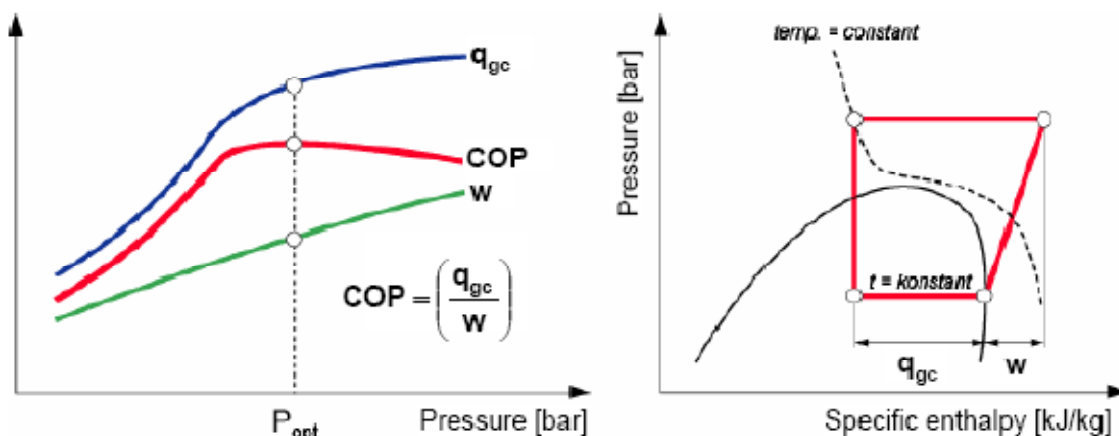


Figur 3-9 Prinsipiell framstilling av transkritisk CO₂ kulde/varmepumpeprosess i log(p) - h diagram (Kim, et al., 2003)

Det spesielle ved den transkritiske prosessen er at det ikke finnes noen metningskurve i det overkritiske området og trykket er dermed uavhengig av temperaturen. I konvensjonelle systemer er spesifikk entalpi i punkt 3, Figur 3-9, hovedsakelig en funksjon av temperatur. I superkritisk tilstand er spesifikk entalpi også påvirket av trykk. Dette fenomenet kan sees som ikke-vertikale eller s-formede isotermer i superkritiskområde og i områdene nær kritisk punkt. Som konsekvens av dette er det nødvendig å kontrollere trykket i gasskjøleren siden trykket før strupning bestemmer spesifikk kjøle- /varmekapasitet og dermed COP for anlegget. (Kim, et al., 2003)

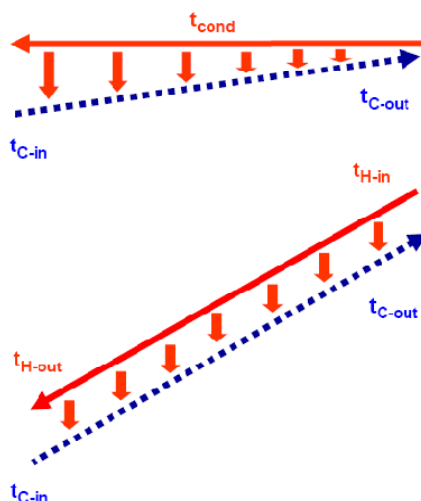
Gasskjølertrykket reguleres med ekspansjonsventilen. På denne måten overføres arbeidsmedium til gasskjølersiden fra en lavtrykksbeholder (LPR) som er plassert etter fordampere i systemet. Dens oppgave er å fungere som en buffer som skal lagre eller forsyne systemet med arbeidsmedium når ekspansjonsventilen åpnes eller lukkes samtidig som den beskytter kompressoren mot væskedråper. En lavtrykksbeholder kan sees i Figur 3-12.

For å oppnå maksimal COP i en transkritisk CO₂ prosess er det viktig å finne optimalt trykk i gasskjøleren. Denne sammenhengen vises i venstre bilde på Figur 3-10. Ved for lavt gasskjølertrykk faller varmeytelsen og COP raskt. Grunnen til dette er temperaturlinjens forløp i log(p)-h diagrammet som er vist i høyre bilde i Figur 3-10. Dersom gasskjølertrykket nærmer seg kritisk punkt vil temperaturlinjen flate ut og resultere i liten varmeytelse og en lavere COP. Ved for høyt gasskjølertrykk vil kompressorarbeidet øke mer enn varmeytelsen og gi en lavere COP. (Stene, 1998)



Figur 3-10 Sammenheng mellom varmeytelse, kompressorarbeid og COP ved varierende gasskjølertrykk (Stene, 1998)

Temperaturlidningen til CO₂ passer godt til oppvarmingskurven til vann og luft. Dette vil minske de termodynamiske tapene i forhold til en konvensjonell prosess. Figur 3-11 viser øverst, varmeavgivelse for en konvensjonell varmepumpe og nederst i figuren varmeavgivelse for en CO₂ varmepumpe. I en konvensjonell varmepumpe så skjer varmeavgivelsen ved relativt konstant temperatur og trykk. CO₂ gir også fra seg varmen ved relativt konstant trykk, men med synkende temperatur. En slik oppvarmingskurve passer godt til vannoppvarming da dette vanligvis krever en stor temperaturdifferanse noe som gjør at gjennomsnittlig temperaturdifferanse mellom CO₂ og vann blir liten. CO₂ varmepumpens COP avhenger i stor grad av utgangstemperaturen fra gasskjøleren og dermed vannets innløpstemperatur. (Stene, 1998)



Figur 3-11 Prinsipiell framstilling av varmeavgivelseskurvene for en konvensjonell varmepumpe (øverst) og en CO₂ varmepumpe (nederst) (Stene, 2008 - II)

CO₂ har også mange egenskaper som gjør det til et meget interessant arbeidsmedium i kjøle- og varmepumper. Blant annet har CO₂ termofysiske egenskaper som bidrar til høy varmeoverføringseffektivitet og som gjør at dimensjoner på rør og kompressor blir små.

I Tabell 3-2 er de viktigste termodynamiske egenskaper presentert for CO₂.

Tabell 3-2 Termodynamiske egenskaper for CO₂ (Stene, 2008 - II)

	R-744
Molvekt	44,01 kg/kmol
Kokepunkt	-78,03°C
Kritisk Temp	31,1°C
Kritisk Trykk	73,8°C
Metningstrykk, 0°C	34,9 bar
Fordampningsentalpi, 0°C	231 kJ/kg
Volumetrisk kjølekapasitet 0°C	22 532 kJ/kg
Trykkforhold 0°C/30°C	2,07
Tetthet (l), 0°C	928 kg/m³
Tetthet (g), 0°C	97,8 kg/m³
Spesifikk varmekapasitet (v), 0°C	2,536 kJ/kgK
Spesifikk varmekapasitet (g), 0°C	1,919 kJ/kgK
ODP	0
GWP	0

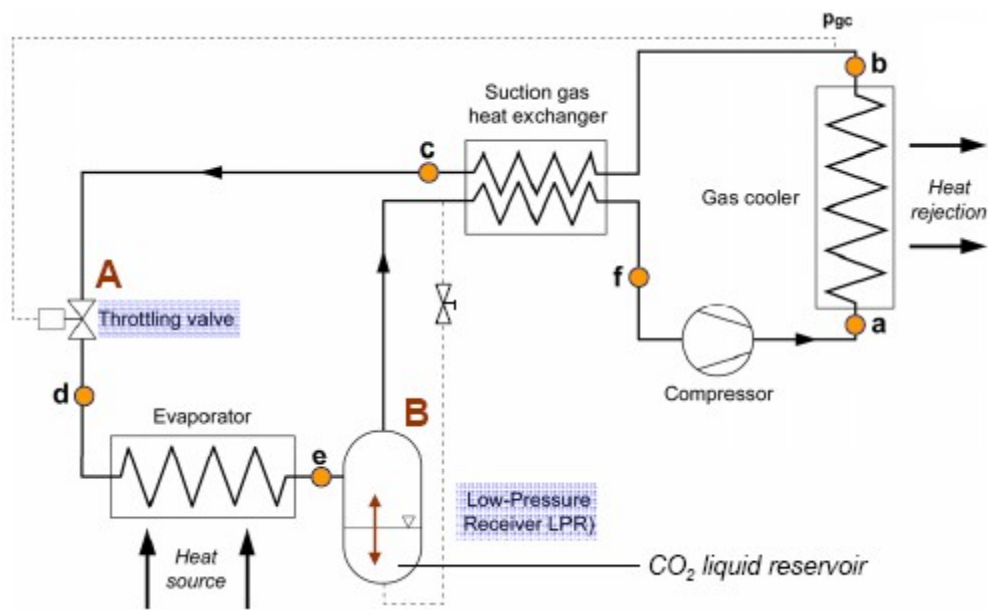
Massestrømmen i et varmepumpeanlegg er invers proporsjonal med spesifikk fordampningsentalpi for arbeidsmediet. Som det kan sees av Tabell 3-2 så har CO₂ en spesifikk fordampningsentalpi på 231 kJ/kg ved 0°C. Det betyr at massestrøm i CO₂ varmepumpesystemer kan reduseres med 5 - 30 % i forhold til varmepumpesystemer som benytter HFK arbeidsmedier ved samme betingelser. (Stene, 1998) I tillegg så er metningstrykket for CO₂ mye høyere enn for andre arbeidsmedier og dets bratte utforming nær kritisk punkt gir mindre trykktap for en gitt trykkdifferanse. Dette fører til at temperaturfallet som følge av trykktap i fordamperen blir mindre. Ved fordampning ved 0°C er temperaturforandringen som følge av trykktap på 1 kPa ca 0,01 K. Dette er 4 ganger lavere enn temperaturfallet for R-134a ved samme betingelser. (Kim, et al., 2003)

Nødvendig kompressorvolum for å produsere en bestemt varmemengde kan anslåes til å være omvendt proporsjonal med innløpstrykket. Fordampertrykket i en CO₂ varmepumpe ligger i området 20 – 40 bar. I tillegg har CO₂ veldig høy damp tetthet som følge av det høye trykket. Dette medfører at nødvendig kompressorvolum for en CO₂ kompressor er typisk 6- 8 ganger lavere enn for andre arbeidsmedier. (Horve, 2005)

3.2.1 Systemutforming av CO₂ varmepumper

I de fleste driftspunkter har den transkritiske CO₂ prosessen en lavere spesifikk varmeytelse og lavere COP enn konvensjonelle, underkritiske varmepumpeprosesser. Hovedgrunnen til dette er de store tapene som finner sted i tilknytning til stuping av arbeidsmediet fra overkritisk område til underkritisk tofaseområde. (Yang, et al., 2005) Dette store tapet skyldes

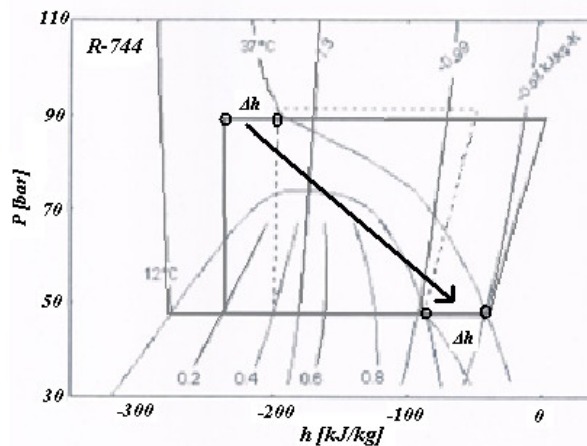
at trykkforskjellene er så store, men også at CO₂ sine egenskaper endrer seg brått rundt kritisk område. CO₂ har høy varmekapasitet rundt kritisk punkt og derfor er det en stor energimengde som går tapt ved struping. (Horve, 2005) Som et resultat av dette er det fordelaktig at temperaturen på arbeidsmediet reduseres så mye som mulig før struping for å få mer nyttig varme ut av gasskjøleren. Et tiltak er å benytte en internvarmeveksler, også kalt sugegassvarmeveksler. Prinsippeskisse av CO₂ system med internvarmeveksler kan sees i Figur 3-12.



Figur 3-12 Prinsippeskisse av CO₂ varmepumpe med internvarmeveksler (Stene, 2008 - III)

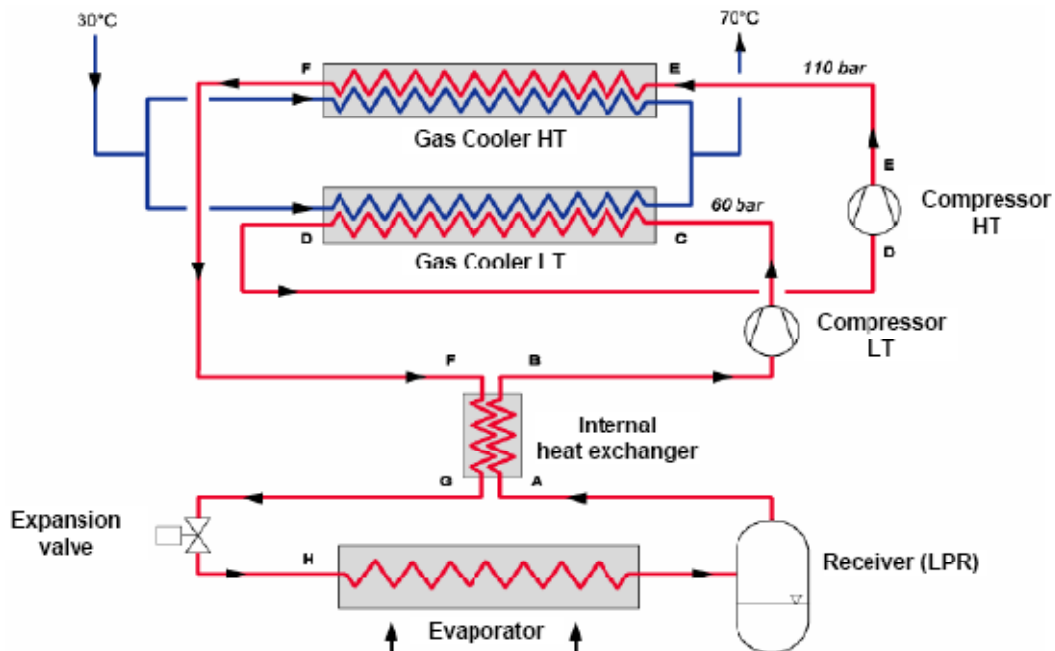
I tillegg til å redusere temperaturen på arbeidsmediet før struping og øke andel væske i tofasestømningen inn i fordampere sikrer internvarmeveksleren også en overheting av arbeidsmediet inn på kompressoren. På denne måten sikrer en at arbeidsmediet er i dampfase og ikke inneholder væskepartikler som kan ødelegge kompressoren samtidig som kompressorvirkningsgraden økes. (Stene, 2008 - II)

Intern varmeveksling fører også til at den midlere gasskjølingstemperaturen blir lavere, men allikevel vil det øke varmepumpesystemets COP. (Stene, 1998) Figur 3-13 viser et log(p) - h diagram for en transkritisk CO₂ - prosess med internvarmeveksling.



Figur 3-13 Eksempel på transcritical CO₂ – prosess med internvarmeveksler i log(p)-h diagram (Horve, 2005)

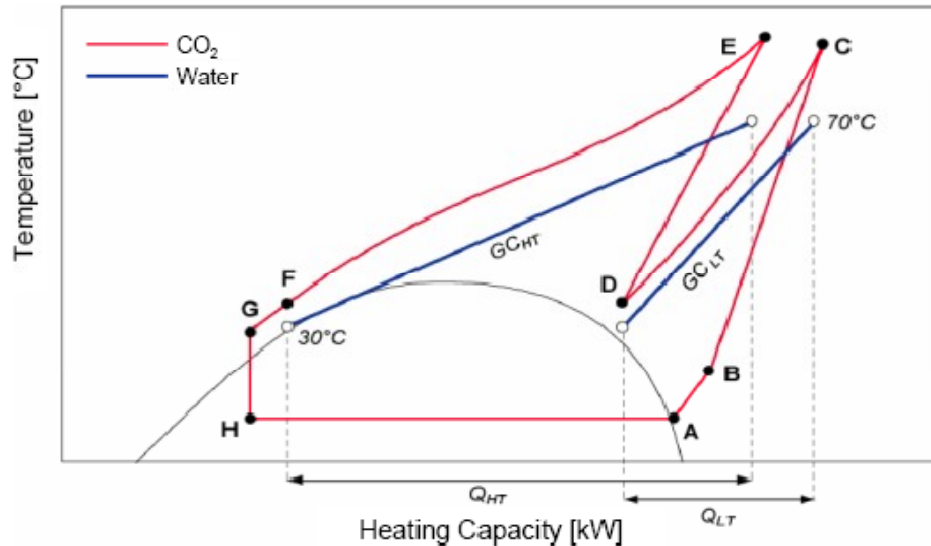
Et annet virkemiddel for å redusere stupningstapet er å benytte flertrinns kompresjon og ekspansjon. Ett -trinns CO₂ varmepumpesystemer er best egnet når temperaturdifferansen over gasskjøleren er større enn 40-50 K. I store varmepumpesystemer vil det være økonomisk og energimessig fornuftig å bruke flertrinns kompresjon. I et to -trinns CO₂ varmepumpesystem vil trykkørstemperaturen bli lavere. Figur 3-14 vises et eksempel på utforming av to -trinns CO₂ varmepumpe for vannleveranse til et fjernvarmenett. Tur- og returtemperaturen er på henholdsvis 30 og 70°C. På grunn av god temperaturtilpasning mellom CO₂ og vann, kan COP økes med anslagsvis 20 % ved innføring av to -trinns kompresjon og ekspansjon. (Stene, 1998)



Figur 3-14 Eksempel på totrinns CO₂ varmepumpe til bruk i fjernvarme (Stene, 2008 - II)

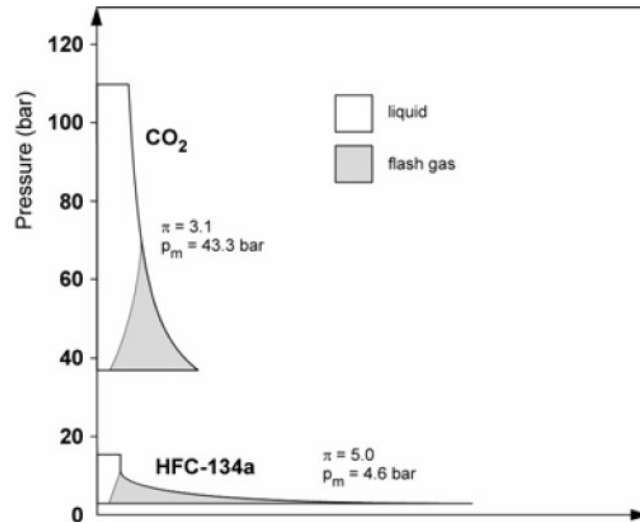
To - trinns kompresjon og stupning vil redusere trykkørstemperaturen slik at problemer med spalting og karbonisering av arbeidsmediet og smøreoljen unngås. Flertrinns drift gir lavere

driftskostnader på grunn av høyere effektfaktor (COP), men krever økte investeringskostnader. Anlegget i Figur 3-14 er tegnet inn i et T-Q diagram i Figur 3-15.

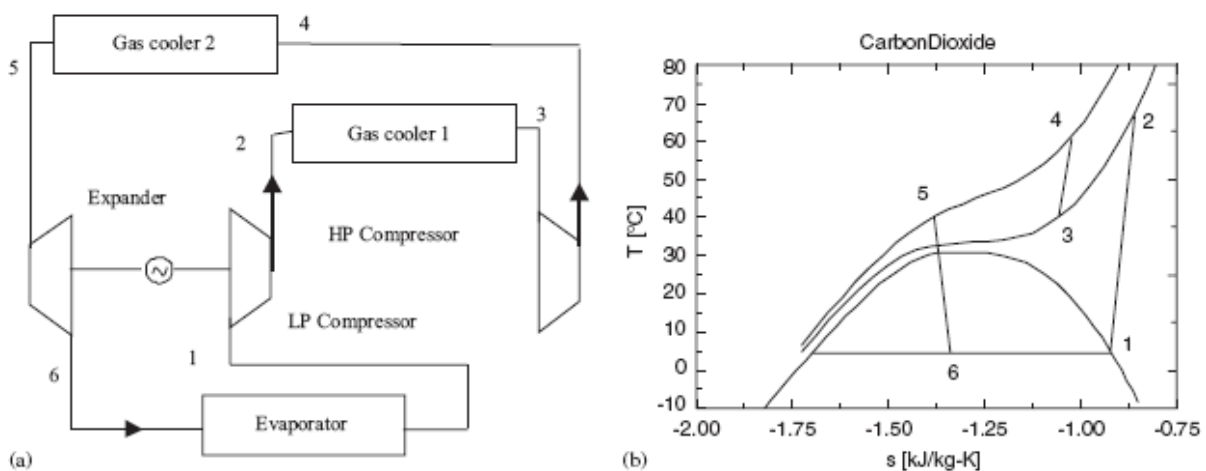


Figur 3-15 Eksempel på prinsipiell framstilling av to -trinns varmepumpeprosess i et T-Q diagram (Stene, 2008 - II)

Figur 3-16 viser et eksempel på et trykk – volum (p-v) diagram for CO₂ og R-134a. I motsetning til for R-134a så vil det meste av ekspansjonsarbeidet for en transkritisk CO₂ prosess bli gjenvunnet i væskefasen. (Stene, 1998) Dette kan utnyttes i en ekspansjonsmaskin. Ekspansjonsmaskiner er ikke mye brukt i konvensjonelle varmepumper da stupningstapet i slike systemer ikke er stort nok til at det blir økonomisk gjennomførbart. Grunnet det store stupningstapet i den transkritiske CO₂ prosessen vil dette være et aktuelt tiltak. Et transkritisk CO₂ varmepumpesystem med ekspander, som opererer med temperaturreduksjon i gasskjøleren på 25-30 K har kapasitet til å øke COP faktoren med minst 25-30 %. (Lorentzen, 1994) En prinsipiell systemutforming av et to – trinns CO₂ prosess er vist i Figur 3-17.



Figur 3-16 P-v diagram for isentropisk ekspansjon av R-134a og CO₂ (Stene, 1998)



Figur 3-17 Prinsipielt eksempel på to - trinns CO₂ varmepumpe med ekspansjonsløsning (a) og samme prosess tegnet inn i et T-s diagram (b) (Yang, et al., 2005)

3.2.2 Miljøaspekter ved CO₂

Den største fordelen med CO₂ som arbeidsmedium i varmepumper er først og fremst at det er et nærmest problemfritt arbeidsmedium. CO₂ er ikke brennbart, ikke eksplosivt, har ikke ozonødeleggende effekt eller bidrag til global oppvarming. (GWP = 0 når brukt som arbeidsmedium). De største farene knyttet til bruk av CO₂ som arbeidsmedium er eksplosjonsfaren som følge av høyt trykknivå i den transkritiske prosessen og kvelningsfare ved store lekkasjer i små rom. Trykknivået i et transkritisk CO₂ varmepumpesystem er omtrent 10 ganger høyere enn for ett tilsvarende R-134a varmepumpesystem, men ettersom komponentdimensjonene er mindre vil eksplosjonsfaren minke. (Stene, 1998)

CO₂ er en fargeløs og ikke-giftig gass som er omtrent dobbelt så tung som luft ved 20° C og atmosfærisk trykk. Ved lekkasje av CO₂ fra et varmepumpesystem vil gassen legge seg langs bakken og fortrenge lufta, noe som kan være farlig ved høye konsentrasjoner. CO₂ har en

TLV / TWA verdi på 5 000 ppm. TLV / TWA står for Threshold Limit Value / Time Weighted Average. Disse uttrykkene sier noe om gjennomsnittskonsentrasjonen av gassen som normale mennesker kan gjennomføre en 8 times arbeidsdag uten å føle ubehag. Syntetiske HFK arbeidsmedier har en TLV/ TWA verdi på ca. 1 000 ppm. (Stene, 1998) Dødelig konsentrasjon av CO₂ er 50 000 ppm.

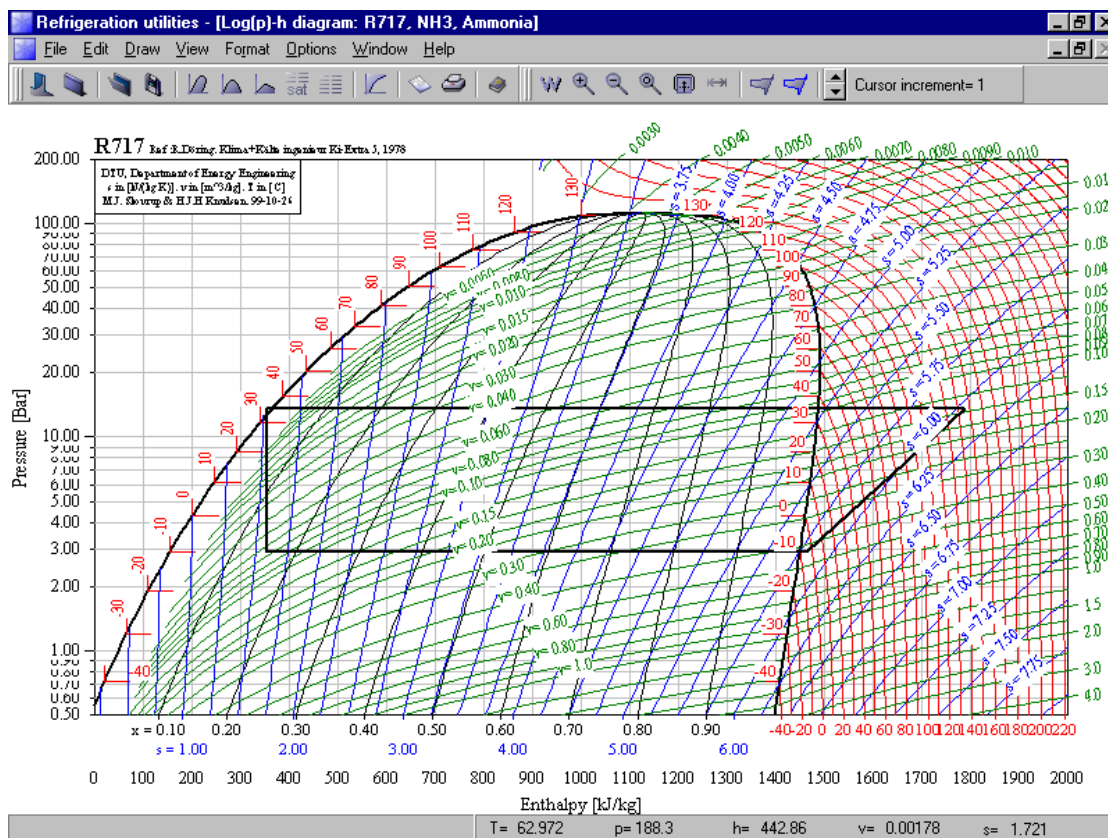
3.3 Simulering av alternative varmepumpeløsninger i CoolPack

For å få en oversikt over hvor høy COP faktor et naturlig arbeidsmedium kan oppnå i en varmepumpeprosess er simuleringsverktøyet CoolPack blitt brukt. En kort presentasjon av CoolPack er gitt i Kapittel 3.3.1

3.3.1 Presentasjon av CoolPack

CoolPack er et simuleringsverktøy for kjøle- og varmepumpetekniske fagområder og en samling av beregningsprogrammer til bruk ved dimensjonering, energianalyse og optimering av kjøle- og varmepumpeanlegg. Programmet er utviklet på Institutt for Mekanikk, Energi og Konstruksjon, Seksjonen for Energiteknikk ved Danmarks Tekniske Universitet. Versjon 1.0 av programmet ble lansert i 1999. I denne rapporten er versjonen CoolPack 1.46 benyttet. (The Technical University of Denmark, 2008)

Coolpack består av to programmer, Refrigeration Utilities og EESCoolTools. Programmet EESCoolTools er en samling av statiske simuleringsmodeller for kjøle- og varmepumpeanlegg ned på komponentnivå. Dette programmet er ikke blitt brukt i denne rapporten og det vil derfor ikke bli presentert videre. I programmet Refrigeration utilities er det mulig å simulere kretsprosesser for 45 ulike arbeidsmedier inkludert blandingsmedier. Det er mulig å foreta simuleringer i log(p)-h diagrammer, T,s-diagrammer, og h,s-diagrammer. Et skjermbilde fra programmet er vist i Figur 3-18.



Figur 3-18 Skjermbilde fra Refrigeration utilities i CoolPack (The Technical University of Denmark, 2008)

I programmet kan det velges mellom fire ulike kretsprosesser,

- Ett -trinns kretsprosess
- To -trinns krets med åpen mellomkjøling
- To -trinns krets med lukket mellomkjøling
- To -trinns krets med lukket mellomkjøling og med eventuelt varmeavgivelse ved mellomtrykksnivå.

Det er kun mulig å velge åpen mellomtrykksbeholder med full mellomkjøling for de tre to - kretsprosessene.

3.3.2 Sammenligning av COP for ammoniakk- og R-134a varmepumpeløsninger

I dette kapittelet er en to -trinns varmepumpeprosess med ammoniakk som arbeidsmedium sammenlignet med en tilsvarende to - trinnsprosess med R-134a som arbeidsmedium. I sammenligningene er det variert på de ulike innlagte parametere for de to arbeidsmediene. Til sammen er det gjort 6 ulike sammenligninger. I simuleringene er det valgt å bruke relativt like parametere som for VP1 på Skøyen Vest. De ulike variablene som er valgt er satt opp i Tabell 3-3.

Tabell 3-3 Oversikt over innlagte verdier i CoolPack simuleringene

Alt	Arbeidsmedium	T_{kond} [°C]	T_{ford} [°C]	ΔT_{sub} [K]	η_i [-]	$Q_{kompr, tap}$ [%]
1a	R-717	90	2,5	15	0,75	10
1b	R-717	90	2,5	0	0,75	10
2a	R-717	88	4,0	15	0,75	10
2b	R-717	88	4,0	0	0,75	10
3a	R-134a	90	2,5	15	0,75	10
3b	R-134a	90	2,5	0	0,75	10

I alternativ 2a og 2b er kondenseringstemperaturen satt til 88°C og fordampningstemperaturen satt til 4,0°C. Dette er gjort for å ta hensyn til de gode varmeoverføringsegenskapene til ammoniakk i forhold til andre arbeidsmedier. For å se på hvor stor innvirkning underkjøling har på en slik prosess med de ulike arbeidsmediene er alle simuleringer gjort med, og uten en underkjøling på 15 K. Det er antatt en isentropisk virkningsgrad på 0,75 for kompressorene og 10 % varmetap for alle kompressortrinn. Trykknivået i mellomtrykksbeholderen p_m er definert som

$$P_m = \sqrt{P_{ford} \cdot P_{kond}} \quad (3)$$

Der

P_{ford} = fordampningstrykket

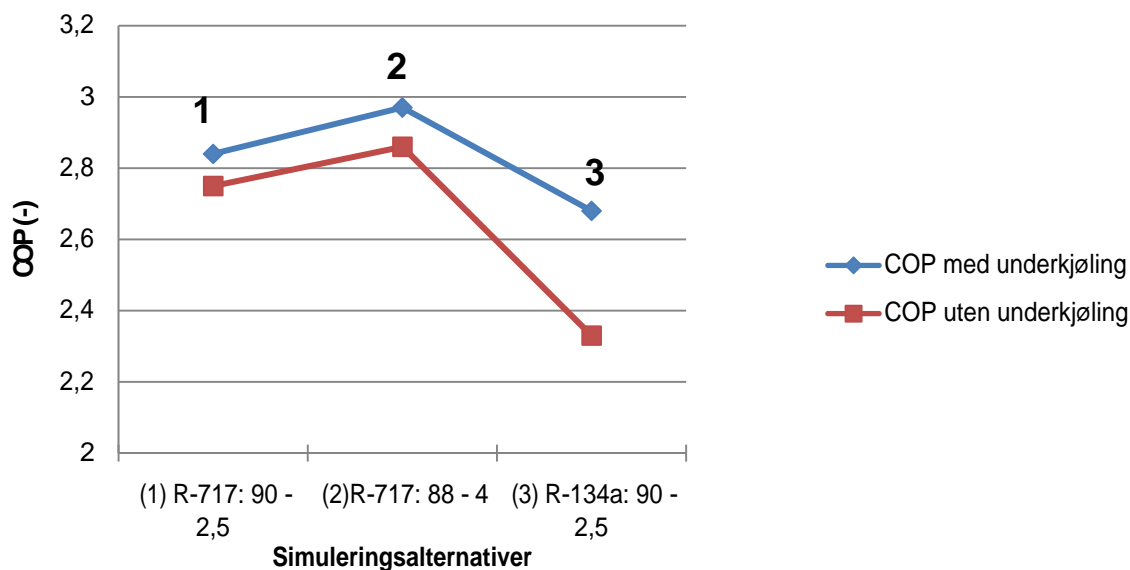
P_{kond} = kondenseringstrykket

Det er ikke tatt hensyn til overhetning av trykkrørgassen eller trykktap i kondensator og fordampner.

CoolPack er et simuleringsverktøy for kuldeprosesser og kjøleanlegg. Dette må taes hensyn til i beregningen av COP for varmepumper. Sammenhengen mellom COP for en kuldeprosess og en varmepumpe er gitt av ligningen under.

$$COP_{VP} = COP_{KJ} + \left(1 - \frac{\zeta}{100}\right) \quad (4)$$

Der ζ angir prosentvis varmetap i kompressoren. I dette tilfellet er varmetapet i hvert kompressortrinn satt til 10 % av tilført kompressoreffekt. CoolPack beregner COP_{KJ} og det betyr at faktoren 0,9 må legges til den beregnede COP verdien.



Figur 3-19 Beregnet COP for ulike varmepumpeprosesser med ammoniakk og R-134a som arbeidsmedium

I Figur 3-19 er COP for de ulike simuleringsalternativene i Tabell 3-3 tegnet inn. Den øverste linjen i figuren viser COP faktor for de tre alternativene med underkjøling og den nederste linjen viser alternativene uten underkjøling. De eksakte verdiene fra figuren er satt inn i Tabell 3-4.

Tabell 3-4 COP og ΔE verdier fra simuleringene

	Med underkjøling 15 K		Uten underkjøling 15 K	
	COP	ΔE	COP	ΔE
1) R-717: 90 - 2,5	2,84	64,8 %	2,75	63,6 %
2) R-717: 88 - 4	2,97	66,3 %	2,86	65,0 %
3) R-134a: 90 - 2,5	2,68	62,7 %	2,33	57,1 %

Som det kan sees av Figur 3-19 så oppnår varmepumpeprosessen med ammoniakk som arbeidsmedium generelt en høyere COP enn samme prosess med R-134a som arbeidsmedium. Når begge prosesser har lik kondenserings- og fordampningstemperaturer så oppnår ammoniakk en COP som ligger ca. 6 % høyere enn R-134a ved 15 K underkjøling. Dersom de gode varmeoverføringsegenskapene til ammoniakk tas med i betraktningen som i alternativ 2 så oppnår ammoniakk 11 % bedre COP enn R-134a.

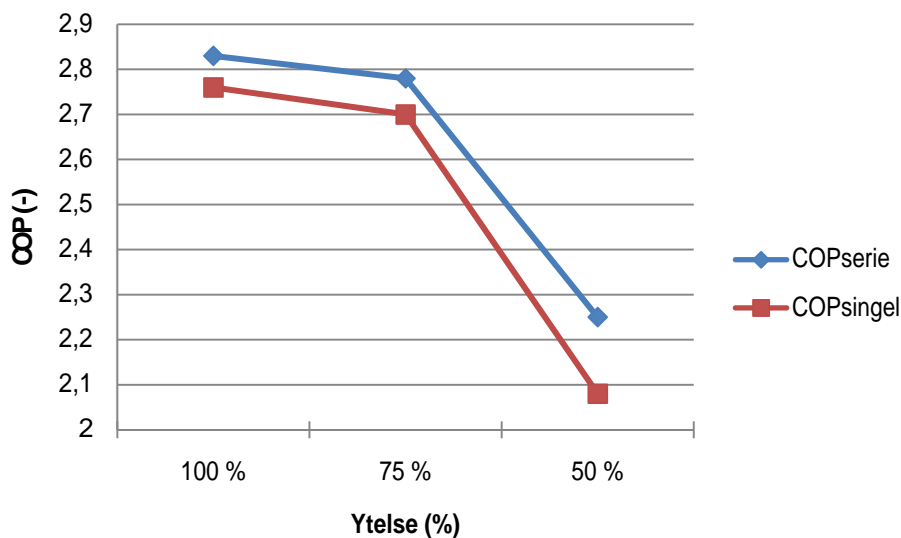
I Tabell 3-4 er det i tillegg til COP satt opp ΔE for de ulike simuleringene. ΔE tilsvarer den varmemengden som hentes fra varmekilden for en gitt COP. I forhold til en R-134a varmepumpe med 15 K underkjøling oppnår ammoniakk en energibesparelse som er 3,3 % bedre ved like driftsbetingelser. Når de gode varmeoverføringsegenskapene til ammoniakk legges medregnes så er denne prosessen 5,7 % mer energisparende. Dersom det ikke er underkjøling med i varmepumpeprosessen så er ammoniakk med like driftsbetingelser som R-134a 11,4 % mer energieffektiv og 13,8 % mer energieffektiv når kondenserings- og fordampningstemperatur endres for ammoniakkvarmepumpen.

I Figur 3-19 så sees det at en underkjøling av arbeidsmediet i alle tre tilfeller har en positiv effekt på COP for varmepumpeprosessen. Allikevel så går det klart fram at det er mer å vinne på underkjøling av R-134a enn ammoniakk. En underkjøling på 15 K gir en COP økning på henholdsvis 3,2 % og 3,8 % for de to ammoniakkprosessene. For R-134a gir en tilsvarende underkjøling en økning i COP på 15 %. Dette tallet stemmer bra overens med teorien da en kan forvente 1 % økning i COP per K underkjøling.

At underkjøling har en større effekt for R-134a enn for ammoniakk kan forklare med at R-134a har et større strupningstap. Ved 90°C for R-134a er kondenseringsentalpien relativt liten og strupningstapet stort. Dette gjør at underkjøling gir høy prosentvis varmeytelse.

4 Driftoptimalisering av varmepumpene

Varmepumpene ved Skøyen Vest varmesentral er seriekoblet. Det vil si at kondensatorene er koblet i serie og underkjølerne koblet i parallell i forhold til returvannet i fjernvarmenettet. Grunnen til at varmepumpene er koblet sammen er for å få til en mest mulig effektiv drift av selve anlegget og ikke bare for hvert varmepumpeaggregat. I Figur 4-1 er COP for varmepumpeanlegget i singel- og i seriedrift tegnet inn som en funksjon av prosentvis ytelse. Hvor stor effekt den prosentvise fordelingen gir for singel- og seriedrift er vist i Tabell 4-1.



Figur 4-1 Garantert COP for singel- og seriedrift av varmepumpene ved Skøyen Vest varmesentral

Tabell 4-1 Garanterte samlede ytelser og COP for varmepumpene i singel- og seriedrift (Friothers AG, 2008 - III)

	Q _{varme}	%	100 %	75 %	50 %
Singeldrift	Q _{singel}	kW	27400	20550	13700
	COP _{singel}	-	2,76	2,7	2,08
Seriedrift	Q _{serie}	kW	27600	20700	13800
	COP _{serie}	-	2,83	2,78	2,25

Singeldrift av varmepumpene betyr at varmepumpene arbeider i parallell i forhold til vannsiden og enhetene driftes uavhengig av hverandre. Det vil si at begge enhetene tar inn returvann fra fjernvarmenettet med samme temperatur og må individuelt produsere turvann med høy temperatur. Ved hundre prosent drift tilsvarer dette en tur- og returtemperatur på fjernvarmevannet på henholdsvis 90°C og 60°C. Som det sees av figuren så er en sammenkobling av varmepumpene et bedre alternativ enn å kjøre begge varmepumpene i singeldrift. Dette resultatet gjelder for varmepumpene både ved normal fullast og ved dellast.

For VP1 er det liten differanse mellom singel- og seriedrift. Dette kan sees i Tabell 4-2. VP1 oppnår faktisk lavere COP ved dellast i seriedrift enn for singeldrift. Selv om ytelsen i serie-

og singeldrift er lik kreves det litt mer kompressorarbeid for samme varmeytelse i seriedrift. En forklaring på dette kan være at kompressoren i VP1 er overdimensjonert i forhold til driftsforholdene ved Skøyen Vest varmesentral. Dette kan gi dårligere dellastvirkningsgrad i seriedrift og dermed øke kompressorarbeidet. Kompressoren i VP1 har større kapasitet enn dimensjonerte forhold ved Skøyen Vest varmesentral, men er begrenset av kloakktemperaturen.

Tabell 4-2 Driftsparametere for VP1 i singel- og seriedrift (Friotherm AG, 2008 - III)

	Q _{varme}	%	100 %	75 %	50 %
Singeldrift	Q _{varme}	kW	18400	13800	9200
	P _{kompr}	kW	6566	5063	4335
	COP_{singel}	-	2,80	2,73	2,12
Seriedrift	Q _{varme}	kW	18400	13800	9200
	P _{kompr}	kW	6566	5103	4424
	COP_{serie}	-	2,80	2,70	2,08

VP2 oppnår en vesentlig bedre COP faktor i seriedrift enn i singeldrift. Driftsparametere for VP1 i singel- og seriedrift kan sees i Tabell 4-2.

Tabell 4-3 Driftsparametere for VP2 i singel- og seriedrift (Friotherm AG, 2008 - III)

	Q _{varme}	%	100 %	75 %	50 %
Singeldrift	Q _{varme}	kW	9000	6750	4500
	P _{kompr}	kW	3345	2559	2253
	COP_{singel}	-	2,69	2,64	2,00
Seriedrift	Q _{varme}	kW	9200	6900	4600
	P _{kompr}	kW	3184	2349	1704
	COP_{serie}	-	2,89	2,94	2,70

Hovedgrunnen til at seriedrift gir en høyere COP er fordi varmepumpen opererer med et lavere temperaturløft i seriedrift enn i singeldrift. I seriedrift opererer VP2 med et temperaturløft på 15 K mot 30 K i singeldrift. Kondenseringstemperaturen T_{kond} for VP2 i seriedrift er 76°C mot 90,5°C i singeldrift. En slik reduksjon i T_{kond} gir en økning i COP. VP2 har også en høyere COP ved 75 % ytelse enn ved 100 % ytelse. Grunnen til det er litt uviss. forklaring på dette kan også her være at fordampningstemperaturen øker litt ved dellast for VP2 noe som fører til økt COP. En annen forklaring kan være at kondensatorens U·A - verdi endres ved ulike volumstrømmer. Det har ikke vært mulig å få en kommentar fra Friotherm på dette punktet.

I sammenkoblingen av varmepumpene er underkjølerne koblet i parallell i forhold til fjernvarmesiden. Grunnen til at disse er koblet sammen slik er at det ønskes returvann med lavest mulig temperatur inn på underkjølerne. På denne måten utnyttes underkjøleren i begge varmepumpene maksimalt. Ved en seriekobling av underkjølerne vil kun en av underkjølerne fungere rasjonelt. Returvannet fordeler seg i forholdet 2:1 mellom VP1 og VP2. Det vil si at ved normal drift så passerer dobbelt så mye vann gjennom underkjøler i VP1 som i VP2 sin underkjøler. På denne måten utnyttes det at VP1 har tilnærmet dobbelt så stor ytelse som

VP2. Dersom underkjøleren var plassert i serie måtte alt returvannet passere gjennom hver underkjøler og dette ville gitt et høyere trykktap.

Kondensatorene er koblet i serie da dette fører til at VP2 kan operere med en lavere kondensatortemperatur. Dette reduserer kompressorarbeidet og øker COP for varmepumpene.

4.1 Økning av COP for varmepumpene

Utgående vannetemperatur fra varmepumpene er ca. 90°C. I perioder av året da utetemperaturen kommer ned mot 10-11°C er det nødvendig med enda høyere temperaturer og det må da benyttes spisslast. Slike høye temperaturkrav på fjernvarmevannet er et nordisk fenomen og uvanlig nedover i Europa. Det kalde klimaet i Norge har mye å si for de høye turtemperaturene. En annen viktig årsak er at kundene ofte har gamle distribusjonssystemer for vannbåren varme i bygningene som er dimensjonert for høye vanntemperaturer. Det regnes også rundt 10 % årlig energitap i fjernvarmenettet.

Varmepumpene på Skøyen Vest varmesentral driftes på en måte som gjør at det oppnås en meget høy COP. Det er derfor begrenset med løsninger som åpenbart vil føre til en økning av COP for anlegget. Et tiltak som vil øke COP for varmepumpeanlegget er å senke turtemperaturen på fjernvarmevannet ut fra varmepumpene. Dette gjøres ved å senke kondenseringstemperaturen i varmepumpene. En reduksjon av kondenseringstemperaturen vil alltid gi en økning i COP for en varmepumpe. Dette henger sammen med at ved å redusere kondenseringstemperaturen så reduseres kompressorarbeidet. Det er da mulig å øke kondenseringstemperaturen så reduseres kompressorarbeidet. Det er da mulig å øke kondenseringstemperaturen så reduseres kompressorarbeidet. Det er da mulig å øke kondenseringstemperaturen så reduseres kompressorarbeidet. Det er da mulig å øke kondenseringstemperaturen så reduseres kompressorarbeidet.

Kondenseringstemperaturen i varmepumpene kan ikke senkes ukritisk. Dersom en slik senkning fører til at det må benyttes mer spisslast for å tilfredsstille temperaturbehovet i fjernvarmenettet vil det virke mot sin hensikt. En varmepumpe vil alltid være mer energieffektiv enn strøm eller olje som ellers ville vært brukt som spisslast.

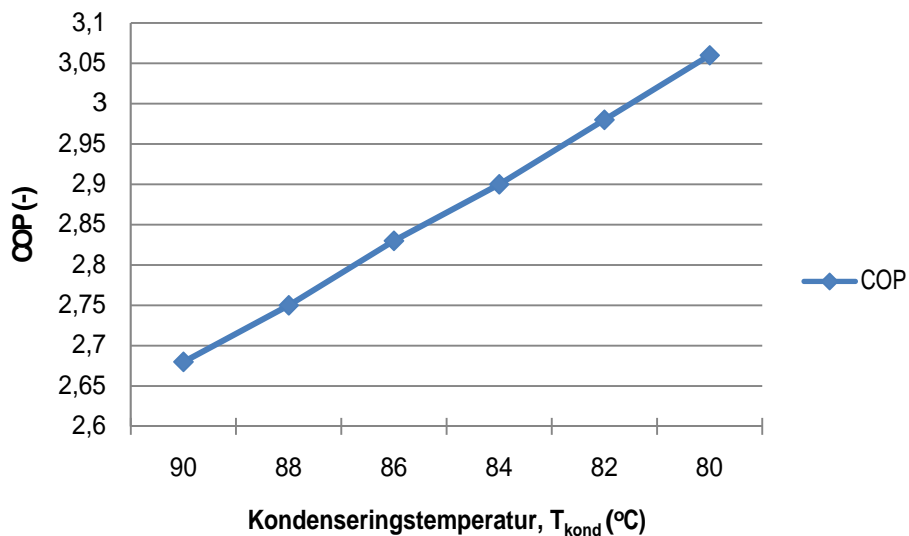
Et to – trinns varmepumpeaggregat er analysert i simuleringprogrammet CoolPack for å vise hvor mye senkning av kondenseringstemperaturen har å si for COP. Simuleringene er ment å ligne mest mulig på den virkelige prosessen til VP1. I simuleringen er følgende parametre lagt inn:

Tabell 4-4 Innlagte driftsparametre i CoolPacksimuleringer

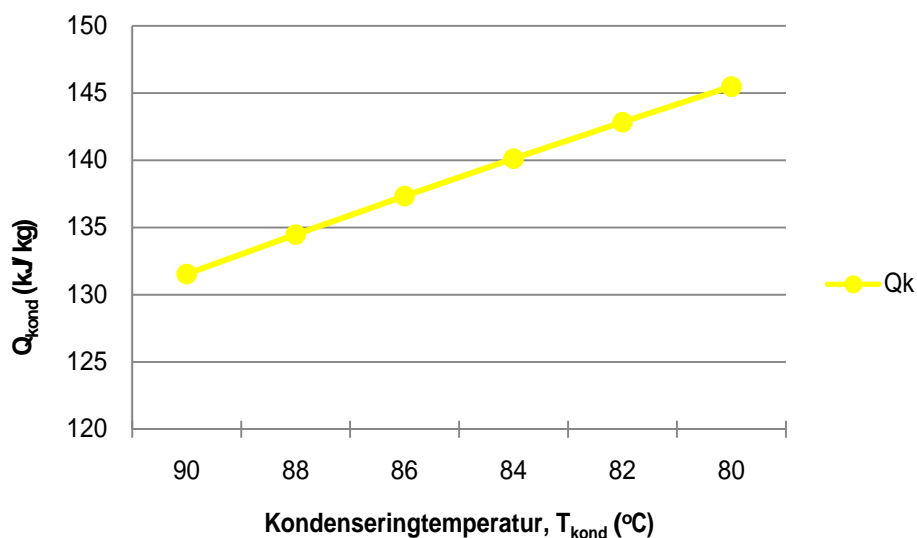
Fordampningstemperatur, T_{ford}	2,5°C
Underkjøling, ΔT_{sub}	15 K
Kompressorvirkningsgrad, η	0,75
Varmetap i kompressor, Q	10 %

Kondenseringstemperaturen er redusert fra 90°C til 80°C. Det er gjort i alt 5 beregninger. Underkjølingen ligger hele tiden 15°C under kondenseringstemperaturen. Fordampningstemperaturen er satt til 2,5°C for alle simuleringene, da denne temperaturen samsvarer med fordampningstemperaturen for VP1 i singelmodus. Trykket i mellomtrykksbeholderen p_m er bestemt ut fra ligningen (3).

I Figur 4-2 og Figur 4-3 er henholdsvis COP og varmeytelsen for den simulerte varmepumpeprosessen plottet for kondenseringstemperaturer fra 90°C og ned til 80°C.



Figur 4-2 COP som funksjon av kondenseringstemperatur



Figur 4-3 Kondenseringsvarme som funksjons av kondenseringstemperatur

Resultatet viser at både COP og varmeytelsen øker tilnærmet lineært med synkende kondenseringstemperatur.

Ved å redusere kondenseringstemperaturen med 10 K så resulterer dette i en økning av COP på ca. 14 % Kondenseringsentalpien øker med ca. 10 % med tilsvarende reduksjon av kondenseringstemperaturen.

5 Energigjenvinning i kloakken

I et fjernvarmesystem er det gunstig å få en lavest mulig temperatur på returvannet inn til varmesentralen. Dette for å få best mulig utnyttelse av varmen i fjernvarmenettet. For en varmepumpe er varmeoverføringen til fjernvarmevannet fra kondensatoren i en varmepumpe er vist i ligningen under.

$$\dot{Q}_k = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad [\text{W}] \quad (5)$$

Der ΔT_{LMTD} er logaritmisk temperaturdifferanse gitt av:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{T_k - T_r}{\ln\left(\frac{T_k - T_r}{T_k - T_t}\right)} \quad [\text{K}] \quad (6)$$

Der:

U- Totalt varmegjennomgangstall mellom arbeidsmediet og fjernvarmevannet [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

A- Totalt varmeoverførende areal i varmeveksleren [m^2]

T_{kond} – Kondenseringstemperatur [$^{\circ}\text{C}$]

T_r – Returtemperatur i fjernvarmevannet [$^{\circ}\text{C}$]

T_t – Turtemperatur i fjernvarmevannet ut fra varmepumpa [$^{\circ}\text{C}$]

Turtemperaturen ut fra varmepumpene på Skøyen Vest er satt til 90°C . Det betyr at uansett hvilken returtemperatur som kommer inn til varmepumpene så er det ingen endring i kondenseringstemperaturen. Dette betyr at dersom returtemperaturen øker så synker ΔT_{LMTD} . Fra ligning (5) så betyr det at \dot{Q}_k synker.

For selve varmepumpa så er kondenseringsvarmen gitt av:

$$\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot \Delta h \quad [\text{W}] \quad (7)$$

Der

Δh - spesifikk kondenseringsentalpi [kJ/kg]

\dot{m} - massestrømmen av arbeidsmedium gjennom kondensatoren [kg/s]

Det betyr at dersom varmeytelsen synker så synker massestrømmen av arbeidsmedium gjennom kondensatoren. En reduksjon av sirkulert arbeidsmedium skjer ved kompressoren reguleres ned.

I Figur 2-18 er systemkarakteristikken for en turbokompressor med ledeskovlregulering satt opp. Dersom kompressoren opererer i et gitt driftspunkt og sirkulert arbeidsmedium skal

reduseres så lukkes ledeskivene til riktig driftspunkt nås. Dette vil også føre til en lavere løftehøyde da kompressorreguleringen følger en gitt systemkarakteristikk.

Når sirkulert arbeidsmedium reduseres så fører dette igjen til at energiopptaket i fordampere reduseres.

6 Fouling i fordamperen

Fouling eller beleggdannelse er opphopninger av uønskede stoffer på overflaten av varmevekslere. Dette er et aktuelt tema for varmpumpene på Skøyen Vest varmesentral da varmpumpene bruker grovrenset kloakkvann som varmekilde. Det grovrensede kloakkvannet inneholder en del fast masse som ikke er blitt fjernet i ristfangeren og dette kan avsettes i rørene i fordamperen. Andelen av fast masse i kloakkvannet varierer. Mye nedbør eller snøsmelting fører til at vanninnholdet i kloakken øker og andelen fast masse reduseres. Dette er gunstig med tanke på at fouling, men fører ofte til en lavere temperatur på kloakken og dermed lavere fordampertemperatur T_{ford} i varmpumpene. Ved lavt vanninnhold i kloakken kan dette føre til at varmpumpene stopper for at ikke kloakkpumpene skal tørrkjøres. (Nilsen, 2008)

Fouling i varmeveksleren er et problem av to grunner. For det første så fører dette til at termisk motstand i fordamperen R_{TOT} øker noe som fører til at varmeoverføringen mellom kloakkvannet og arbeidsmediet i fordamperen U_{TOT} reduseres. Dette gir igjen en lavere fordampningstemperatur T_{ford} da logaritmisk temperaturforskjell mellom arbeidsmedium og kloakkvann ΔT_{LMTD} må øke for opprettholde varmeytelsen. Denne sammenhengen kan sees i ligning (26) Det andre negative er at fouling fører til redusert strømningsareal i fordamperrørene som gir et høyere trykktap i fordamperen. En økning i termisk motstand i fordamperen fører med andre ord til at fordampertemperaturen T_{ford} reduseres som gir lavere COP og lavere ytelse. Høyere trykktap fører til økte driftskostnader for varmpumpeanlegget da mer pumpearbeid må til for å føre kloakkvannet gjennom varmeveksleren.

Varmpumpene på Skøyen Vest er utstyrt med en 4-veis ventil som snur kloakkstrømmen gjennom fordamperen en gang i timen. På denne måten skal foulingfaktoren reduseres da akkumulert masse i rørene blir spylt ut igjen når kloakkstrømmen snus.

6.1 Teori om fouling

Fouling er et vidt begrep som spenner over en rekke stoffer i ulike fluider. De ulike typer av belegg klassifiseres gjerne etter prosessene som forårsaker beleggannelsen. Disse er (NTNU, 2008)

- Partikkelbelegg
- Utfellingsbelegg
- Kjemisk reaksjonsbelegg
- Korrosjonsbelegg
- Frysebelegg
- Biologisk belegg

En rekke faktorer spiller inn på beleggannelsen. Fluidegenskaper, geometri på rørene, temperatur, fluidhastighet og tid er alle faktorer som påvirker foulingen. (NTNU, 2008)

Akkumulasjonen av fouling i en varmeveksler er differansen mellom det som til en hver tid avsettes og det som blir fjernet av det strømmende fluidet. Et matematisk uttrykk for dette er gitt av

$$\frac{dm}{dt} = \phi_D - \phi_R \quad [\text{kg/s}] \quad (8)$$

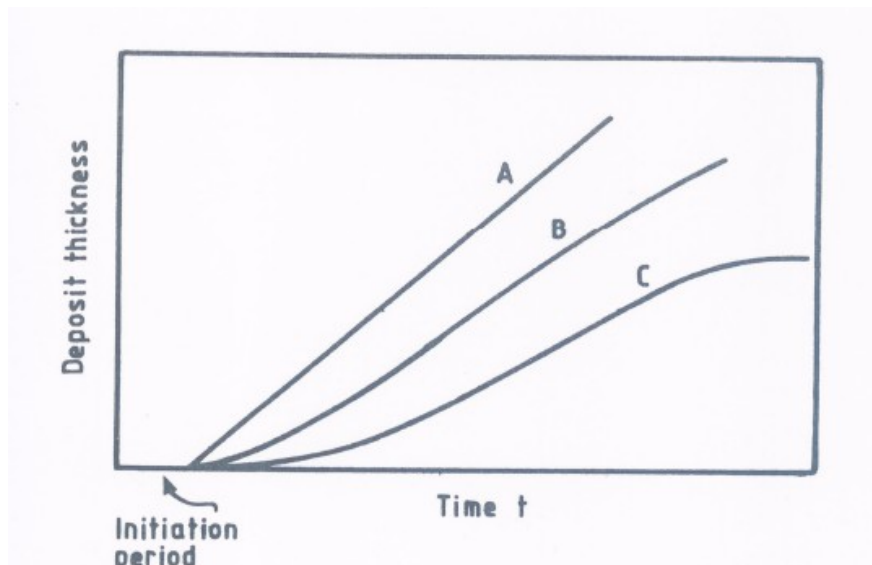
Der

m - massen av uønsket fouling i varmeveksleren [kg]

ϕ_R , ϕ_D - representer henholdsvis akkumulert og fjernet masse [kg/s]

Ut fra denne ligningen så kan en generell modell settes opp for fouling i varmevekslere.

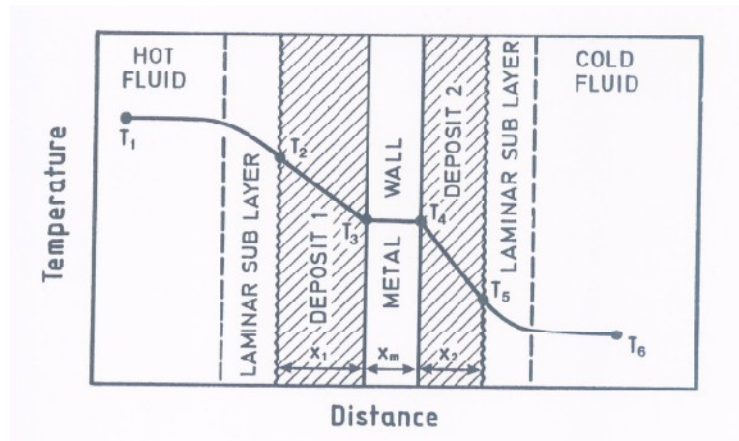
I Figur 6-1 er det satt opp tre ulike forløp for hvordan foulingtykkelsen utvikler seg med tiden. Kurve A representerer et lineært forløp for fouling. Det vil si at det skjer en konstant økning i beleggetykkelsen så fort avsetningen har kommet i gang. Kurve B viser en mer fallende utvikling på beleggetykkelsen. Grunnen til dette er at en etter hvert som beleggetykkelsen øker så vil en del av massen i fluidet rive med seg en del av belegget som allerede har blitt avsatt i varmeveksleren. I kurve C, som egentlig har en lik utvikling som kurve B, så flater kurven helt ut etter hvert som tiden går og den får en asymptotisk form. Det vil si at beleggetykkelsen går mot en konstant verdi. I figuren er det også avmerket en initieringstid fra tid lik null til beleggdannelsen starter. Lengden på initieringstiden varierer etter hva slags fluid som strømmer gjennom. Denne tidsperioden ignoreres vanligvis i matematiske modeller da det er svært vanskelig å anslå en slik initieringstid. En annen grunn er at en slik initieringstid er relativt kort og den vil derfor ikke bidra vesentlig til usikkerheten i beregningene. (Bott, 1995)



Figur 6-1 Typiske tidsforløp for beleggdannelse (Bott, 1995)

6.1.1 Innvirkning på varmeoverføringsegenskaper

Fouling på overflaten av en varmeveksler øker termisk motstand i varmeveksleren. Figur 6-2 gir en prinsipiell framstilling av hvordan temperaturdifferansen mellom et varmt og et kaldt fluid i en varmeveksler påvirkes av foulingbelegg.



Figur 6-2 Prinsipiell framstilling av temperaturgradient i en varmeveksler med fouling på begge sider (Bott, 1995)

T_1 og T_6 i figuren representerer temperaturene for henholdsvis varmt og kaldt fluid. T_2 og T_3 samt T_4 og T_5 representerer temperaturen på hver side av foulingbeleggene. Ettersom varmeledningsevnen til foulingbeleggen er mye lavere enn for metallet i selve varmeveksleren så kreves store temperaturdifferanser for å drive varmen igjennom foulingen. Som det sees i figuren så er temperaturdifferansen gjennom metallet mye mindre.

Varmemotstanden, eller termisk motstand gjennom et beleggsjikt R_f er gitt av.

$$R_f = \frac{x_f}{\lambda_f} \quad [\text{m}^2\text{K/W}] \quad (9)$$

Der

x_f - tykkelsen på beleggsjiktet [m]

λ_f - termisk konduktivitet i beleggsjiktet. [W/mK]

q - varmefluksen gjennom et foulingbelegg er gitt av

$$q = \frac{T_2 - T_3}{R_f} \quad [\text{W/m}^2] \quad (10)$$

Total termisk motstand R_{TOT} for varmestrømmen fra varm til kald side gjennom en varmeveksler er summen av termisk motstand til de ulike lagene. For Figur 6-2 blir total varmemotstand:

$$R_{TOT} = \left(\frac{x_1}{\lambda_1} \right) + \left(\frac{x_2}{\lambda_2} \right) + \left(\frac{x_m}{\lambda_m} \right) + \left(\frac{1}{\alpha_1} \right) + \left(\frac{1}{\alpha_2} \right) [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (11)$$

Der

$\left(\frac{x_1}{\lambda_1} \right), \left(\frac{x_2}{\lambda_2} \right)$ - termisk motstand for foulinglagene

$\left(\frac{x_m}{\lambda_m} \right)$ - termisk motstand for metallet

$\left(\frac{1}{\alpha_1} \right), \left(\frac{1}{\alpha_2} \right)$ - termisk motstand i henholdsvis varmt og kaldt fluid

Den totale temperaturgradienten mellom varmt og kaldt fluid er

$$(T_1 - T_2) + (T_2 - T_3) + (T_3 - T_4) + (T_4 - T_5) + (T_5 - T_6) = (T_1 - T_6) \quad [\text{K}] \quad (12)$$

Dette fører til at total varmefluks fra varmt til kaldt fluid er gitt av:

$$q_T = \frac{(T_1 - T_6)}{R_T} [\text{W/m}^2] \quad (13)$$

Når det tas hensyn til arealet (A) i varmeveksleren så blir ligning over omgjort til

$$\dot{Q} = A \cdot \frac{(T_1 - T_6)}{R_T} \quad [\text{W}] \quad (14)$$

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot (T_1 - T_6) \quad [\text{W}] \quad (15)$$

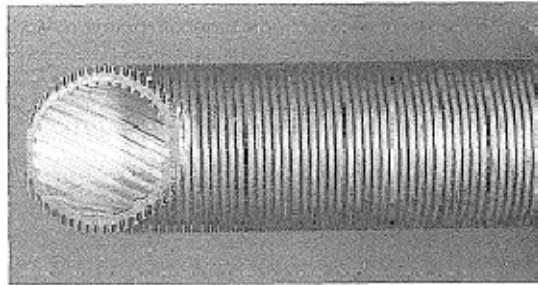
Der U er varmegjennomgangskoeffisienten og er definert som

$$U = \frac{1}{R_T} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (16)$$

Ligning (15) gjelder for en endimensjonal varmoverføring der

$$A_1 = A_2 = A_3 = A_4 = A \quad [\text{m}^2] \quad (17)$$

For et rør blir uttrykket for varmegjennomgangskoeffisienten noe mer komplisert. Dette fordi tykkelsen på røret gjør at varmeoverføringsoverflaten på utsiden av røret er større enn på innsiden. Dette må da tas hensyn til i utregningen av den totale varmeoverføringskoeffisienten for røret. For å øke $U \cdot A$ mellom rørvegg og fluid enda mer så benyttes ofte finner på ytre, og indre røroverflate.



Figur 6-3 Eksempel på rør med ytre- og indre riller (Haider, et al.)

For et rør med finner gjelder derfor følgende uttrykk for varmeoverføringen mellom varmt og kaldt fluid (NTNU, 2008)

$$\dot{Q} = U \cdot A_o \cdot \Delta T \quad (18)$$

Der

A_o - total ytre flate på røret, inkludert finnearealet [m^2]

Uttrykket for total varmeoverføringskoeffisienten mellom varmt og kaldt fluid blir derfor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{A_o}{A_y} \cdot \left[\left(\frac{1}{h_i} + R_i \right) \cdot \frac{d_y}{d_i} + \frac{d_y}{2 \cdot k} \cdot \ln \left(\frac{d_y}{d_i} \right) \right]} \quad (19)$$

Der

$$h_o = \frac{A_o - A_f \cdot (1 - \eta)}{A_o \cdot \left(\frac{1}{h_y} + R_y \right)} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (20)$$

h_i, h_y – konvektivt varmeovergangstall på rørets inn- og utside $[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$

d_i, d_y – rørets indre- og ytre diameter $[\text{m}]$

η – finnevirkningsgraden $[-]$

k – metallveggenes konduktivitet $[\text{W/mK}]$

Siden temperaturgradienten mellom varmt og kaldt fluid i en varmeveksler vanligvis varierer med lengden på varmeveksleren brukes uttrykket logaritmisk temperaturdifferanse ΔT_{LMTD} istedenfor uttrykket $(T_1 - T_6)$ i ligning (15). ΔT_{LMTD} er definert av ligning

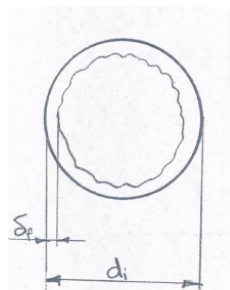
$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad [\text{K}] \quad (21)$$

Slik kan ligning (18) skrives om til:

$$\dot{Q} = U \cdot A_o \cdot \Delta T_{LMTD} \quad [\text{W}] \quad (22)$$

6.1.2 Innvirkning på trykktap

Beleggdannelse på fordamperoverflaten minsker gjennomstrømningsarealet for fluidet. Som en konsekvens av dette så øker fluidets strømningshastighet og det blir en større trykkdifferanse gjennom fordamperen. I ligning (23) så er Darcy- Weisbachs formel for trykktap i et rett sirkulært rør. Formelen er tilpasset et rør med fouling på innsiden som vist i Figur 6-4.



Figur 6-4 Rett sirkulært rør med foulingbelegg på innsiden (NTNU, 2008)

$$\Delta P_{rør} = f_s \frac{L}{(d_i - 2\delta_f)} \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (23)$$

Der

$\Delta P_{rør}$ - Trykktap i røret [Pa]
 f_s - Darcys friksjonsfaktor [-]
 d_i - Rørets indre diameter [m]
 δ_f - Tykkelsen på belegget [m]
 g - Gravitasjonskonstanten [m/s^2]
 L - Rørets lengde [m]
 u - Fluidets hastighet i røret [m/s]

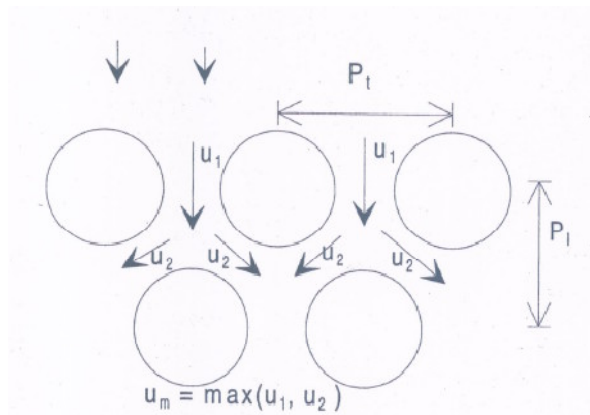
Som det sees av ligningen så er trykktapet gjennom røret proporsjonalt med kvadratet av fluidhastigheten. Det betyr at selv små endringer i fluidhastigheten kan føre til store endringer i trykktapet. Rørets friksjonsfaktor har også innvirkning på trykktapet. Dette kommer fram av friksjonsfaktoren i ligning (23). Dersom belegget i røret gir en ruere overflate så øker f_s og dette fører igjen til høyere trykktap enn for et glatt og rent rør. (Bott, 1995)

6.2 Fouling i fordamperrørene i varmpumpene

6.2.1 Teknisk data for fordamperne

Fordamperrørene som benyttes i fordamperne er like for begge varmpumpene er levert av det tyske firmaet Wieland og har betegnelsen *Gewa-B 8107.17090-40 (Gewa-BLF 3/4" L10 0.90)* (Wieland, 2008 - II)

Rørene er arrangert i en såkalt "forsatt" formasjon. Det vil si at rørene i hver rad er forskjøvet i forhold til hverandre. Et slikt rørarrangement er skissert i Figur 6-5.



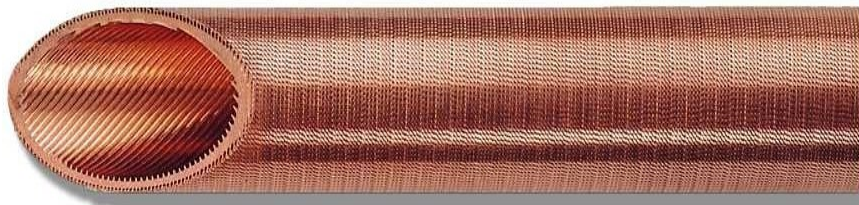
Figur 6-5 "Forsatt" rørformasjon i varmeveksleren (NTNU, 2008)

Fordamperrørene ligger i nedre del av fordamperen og fyller ca 52 % av tverrsnittsarealet i mantelen. På denne måten får arbeidsmediet en stor flate å fordampe på. I Figur 6-5 er avstanden fra midten av et vannrør til midten av neste rør både i horisontal og vertikal retning markert. Disse avstandene kalles henholdsvis ”Tube pitch lognitudal” og ”Tube pitch transverse”. Disse avstandene, samt indre diameter for mantelen er satt inn i Tabell 6-1.

Tabell 6-1 Tekniske data fordamper (Wieland, 2008)

	Varmepumpe 1 (VP1)	Varmepumpe 2 (VP2)
Mantel		
Innvendig diameter	1628,57 mm	1246,33 mm
Tube pitch transverse	23,75 mm	23,75 mm
Tube pitch lognitudal	20,57 mm	20,57 mm
Fordamperrør		
Antall rør	1825	1065
Materiale	CuNi10Fe1Mn	CuNi10Fe1Mn
Lengde	10 m	8 m
Diameter endekanter	$(19.00 \times 1,55) \cdot 10^{-3}$ m	$(19.00 \times 1,55) \cdot 10^{-3}$ m
Veggykkelse	$0,90 \cdot 10^{-3}$ m	$0,90 \cdot 10^{-3}$ m
Termisk konduktivitet	45 W/mK	45 W/mK
Ytre diameter, finner	$18,85 \cdot 10^{-3}$ m	$18,85 \cdot 10^{-3}$ m
Utvendig overflate	0,05922 m ² /m	0,05922 m ² /m
Totalt innvendig areal	0,05463 m ² /m	0,05463 m ² /m

Vannrørene har utvidet overflate både på utsiden og på innsiden. Strukturen på utsiden er ikke direkte finner, men spesielle kanaler med porer. Innsidestrukturen er en spesiell struktur kalt BLF. Denne strukturen er laget slik at fouling reduseres. Det er i tillegg spiralliggende riller på innsiden av rørene. (Hajal, 2008) Figur 6-6 viser et tverrsnitt av et Gewa-B vannrørene produsert av Wieland og brukt i fordamperne på Skøyen Vest.



Figur 6-6 Gewa-B rør fra Wieland (Wieland, 2008 - II)

Grunnet de utvidede overflatene er det ikke gitt noen eksakte diametre på rørene. De data som er oppgitt fra produsenten er gitt i Tabell 6-1

Vannrørenes materiale er en legering hovedsakelig bestående av kobber og nikkel med små innslag av jern og mangan for å motvirke korrosjon. Legeringen har god motstandsdyktighet mot spenningskorrosjon og innehar gode varmeoverføringsegenskaper. (CDA, 2008)

Utvendig overflate på vannrørene er oppgitt som *Envelope Surface Area*, og er på 0,5922 m²

per meter vannrør. Dette begrepet refererer til et vannrør med utvendig diameter inkludert finner. Denne diameteren er oppgitt til $18,85 \cdot 10^{-3}$ m. Totalt innvendig areal for vannrøret er oppgitt til $0,05463 \text{ m}^2$ per meter vannrør. Rørets diameter på endekantene er oppgitt til $19 \cdot 10^{-3}$ m med en tykkelse på $1,55 \cdot 10^{-3}$ m.

Den tyske produsenten Wieland har beregnet varmetekniske data for fordampere. Disse verdiene er gitt i et designpunkt og er garanterte minsteverdier fra produsenten sin side. De garanterte varmeoverføringsverdiene er gitt i Tabell 6-2

Tabell 6-2 Garanterte varmeoverføringsegenskaper fordampere (Wieland, 2008)

	Varmepumpe 1 (VP1)	Varmepumpe 2 (VP2)
Mantelside		
Varmeoverføringskoeffisient, h_o	6308 W/m ² K	6439 W/m ² K
Foulingmotstand, R_{fo}	0 m ² K/W	0 m ² K/W
Rørside		
Foulingmotstand, R_{fi}	0,00012 m ² K/W	0,00012 m ² K/W
Varmeoverføringskoeffisient, h_i	18339 W/m ² K	18339 W/m ² K
Total varmegjennomgangskoeffisient, U_o	2457 W/m²K	2531 W/m²K

Som det sees av tabellen så har VP2 generelt litt høyere verdier enn VP1. Dette kommer av at fordampere i VP2 er mindre og dimensjonert for en mindre gjennomstrømmet vannmengde enn fordampere i VP1. I tabellen sees det også at det er lagt inn en antatt foulingmotstand på $0,00012 \text{ W/m}^2\text{K}$ på innsiden av rørene. På mantelsiden av vannrørene er det derimot ikke lagt inn noen egen foulingmotstand. På innsiden av vannrørene er varmeoverføringskoeffisienten mellom mediet og rørveggen h_i , oppgitt til 18339 og 18346 W/m²K for henholdsvis VP1 og VP2. Grunnen til at disse parametrene er såpass høye er finnene på innsiden av rørene. En slik økning av innsidearealet samt at rillene på innsiden av røret påvirker strømmingen øker varmeoverføringen betraktelig. (Hajal, 2008)

De garanterte varmeoverføringsdataene i Tabell 6-2 er beregnet for gitte designbetingelser for fordampere. De viktigste designbetingelsene er gitt i Tabell 6-3.

Tabell 6-3 Designparametere for fordampere (Wieland, 2008 - II)

	Varmepumpe 1 (VP1)	Varmepumpe 2 (VP2)
Mantelside		
Arbeidsmedium	R-134a	R-134a
Fordamperkapasitet	12541 kW	6070 kW
Fordampertemperatur	2,62°C	3,08°C
Rørside		
Medium	Vann	Vann
Gjennomstrømt vannmengde	2400 m ³ /h	1400 m ³ /h
Vannhastighet	1,9 m/s	1,9 m/s
Innløpstemperatur	10°C	10°C
Utløpstemperatur	5,52°C	6,28°C

I beregningene for de garanterte ytelsene for fordamperen er det brukt rent vann som varmekilde i fordamperrørene. Dette er en forenkling med tanke på at det i virkeligheten strømmer grovrenset kloakkvann i fordamperrørene på Skøyen Vest. Det er allikevel vanskelig å anslå nøyaktig varmeoverføringsegenskaper for grovrenset kloakkvann da disse hele tiden vil variere med konsistensen på kloakkvannet.

6.2.2 4-veisventilens innvirkning på foulingen

Foulingen legger seg i fordamperrørene og påvirker både trykktap og termiske egenskaper i fordamperen. I dette kapittelet skal det undersøkes hvor stor effekt vendingen av kloakkstrømmen gjennom fordamperen har på akkumulert fouling i fordamperrørene.

Hvor mye belegg som legger seg i rørene er vanskelig å bestemme eksakt uten å gjøre faktiske forsøk på fordamperen. Ved hjelp av tilnærminger kan det finnes et uttrykk på hvor mye større total termisk motstand i fordamperrørene er ved et gitt tidspunkt i forhold til hva totale termisk motstand er for samme røret under helt foulingfrie betingelser. Et uttrykk for dette er gitt av

$$\frac{R_f}{A_i} = \frac{1}{(UA)_f} - \frac{1}{(UA)_c} \quad [\text{W/K}] \quad (24)$$

$$\Rightarrow R_f = A_i \left(\frac{1}{(UA)_f} - \frac{1}{(UA)_c} \right) \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (25)$$

For å bestemme hvor stor innvirkning vendingen av kloakkstrømmen har på belegg dannelsen inne i rørene så er verdier for R_f blitt beregnet for i alt 16 ulike tidsperioder. På denne måten er det mulig å se hvordan varmemotstanden endrer seg i tiden før og etter kloakkstrømmen snus.

For å bestemme $(1/UA)_f$ i ligning (25) så er databasen ”iHistorian” blitt brukt. I denne databasen er alle driftsparametre for varmpumpene på Skøyen Vest lagret helt tilbake til oppstart av varmpumpene. For kloakksiden av varmpumpene er disse parametrene blitt lest ut fra iHistorian:

T_{ford} - Fordampningstemperatur [$^{\circ}\text{C}$]
 T_{kloakk} - Turtemperatur for kloakk [$^{\circ}\text{C}$]
 $T_{kloakk,ut}$ - Returtemperatur for kloakk [$^{\circ}\text{C}$]
 v - Volumstrøm kloakk [m^3/h]
 \dot{Q} - Beregnet varmeopptak fra kloakk [W]

På bakgrunn av de utleste verdiene så er $(1/UA)_f$ beregnet ved hjelp av ligningene under

$$\dot{Q} = (UA)_f \cdot \Delta T_{eff} \quad (26)$$

$$\Rightarrow \frac{1}{(UA)_f} = \frac{\Delta T_{nom}}{\dot{Q}} \quad (27)$$

Der

\dot{Q} - beregnet varmeopptak fra kloakken [W]

$U \cdot A$ – produktet av termisk varmeovergangstall og fordamperrørets innsidearealet [W/K]

ΔT_{eff} - logaritmsik temperaturdifferanse mellom kloakkvannet og arbeidsmediet [K]

$$\Delta T_{nom} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (28)$$

Der

$$\Delta T_2 = T_{kloakk} - T_{ford} \quad [\text{K}] \quad (27)$$

$$\Delta T_1 = T_{kloakk,ut} - T_{ford} \quad [\text{K}] \quad (28)$$

For å finne $(1/UA)_c$ for et rent fordamperrør er et designprogram for rørvarmevekslere fra rørprodusenten Wieland brukt. Dette programmet er det samme som har blitt brukt for utforming av fordamperrørene i Skøyen Vest varmesentral.

I beregningene er det lagt inn parametre helt like de for VP1 på Skøyen Vest varmesentral. Eneste unntak er at foulingmotstanden på innsiden av rørene er satt til null for å få et helt rent rør uten fouling. Ligningen under gir $(1/UA)_c$ verdien for et fordamperrør uten fouling.

$$\frac{1}{(UA)_c} = \frac{1}{4083 \frac{W}{m^2K} \cdot 0,05922 \frac{m^2}{m} \cdot 9,85m} = 4,1987 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W} \quad (31)$$

Der

U_c - Total varmegjennomgangstall	= 4083 W/m ² K
A – Ytre røroverflate per lengde rør	= 0,05922 m ² /m
L - Aktiv lengde av røret	= 9,85 m

Normal lengde på rørene er 10 meter, men endekantene av røret er festet i festeplatene på hver side. Dette utgjør 75 mm på hver side. Aktiv lengde av røret er dermed den delen av røret som er finnebelagt og som er i kontakt med arbeidsmediet. Innsiden av rørene er bygd med en spesiell struktur som skal hindre fouling.

Fra produsenten er innsidearealet oppgitt til

$$A_i = 0,05463 \text{ m}^2/\text{m}$$

Da aktivlengden på rørene i fordampere er 9,85 meter blir total indre diameter per rør:

$$A_i = 0,05463 \text{ m}^2/\text{m} \times 9,85 \text{ m} = 0,5381 \text{ m}^2 \quad (32)$$

Ut fra disse verdiene kan R_f beregnes med ligning (25).

I ”iHistorian” blir også motoreffekten til kloakkpumpene lagret. Akkumulert masse i fordampere betyr ekstra strømningsmotstand for kloakkvannet. De vil si at pumpene må yte mer effekt for å presse gjennom samme vannmengde. Ved å se hvordan motoreffekten endrer seg etter at kloakkstrømmen snus kan dette gi et bilde på akkumulert masse i fordampere.

7 Resultater

For å se hvordan foulingfaktoren R_f og trykktapet i fordampere påvirkes av kloakkvannets regelmessige strømningsendring er det blitt foretatt avlesninger i "iHistorian". Det er foretatt målinger gjennom 4 driftsdøgn i tidsrommet fra mandag 17.12.2007 til torsdag 06.03.2008, et måledøgn i hver måned. I hvert døgn som er blitt målt er det blitt foretatt 3 timesmåling i faste tidsrom med likt intervall mellom hver måling. For hver måletime er følgende parametre lest ut og beregnet:

- Foulingfaktoren R_f
- Tilført motoreffekt til VP1s kloakkpumpe P
- Posisjon bypassventil mellom kondensator og fordampere

Bypassventilen, mellom varmpumpeaggregatets kondensator og fordampere, åpnes når retningen på kloakkvannet endres. Dette forløpet er vist i Figur 2-8. Posisjonen for bypassventilen kan derfor fungere som en indikator for når kloakkens vendesekvens starter. Totalt er det blitt foretatt 12 timesmålinger fordelt på 4 døgn. Det er også gjort 4 avlesninger over hvert hele måledøgn. Dette for å se om verdiene i en gitt måletime er representative for hele døgnet. I en gitt døgnmåling er disse verdiene lest ut og beregnet:

- Foulingfaktoren R_f
- Tilført motoreffekt til VP1s kloakkpumpe P
- Volumstrøm kloakkvann gjennom fordampere v

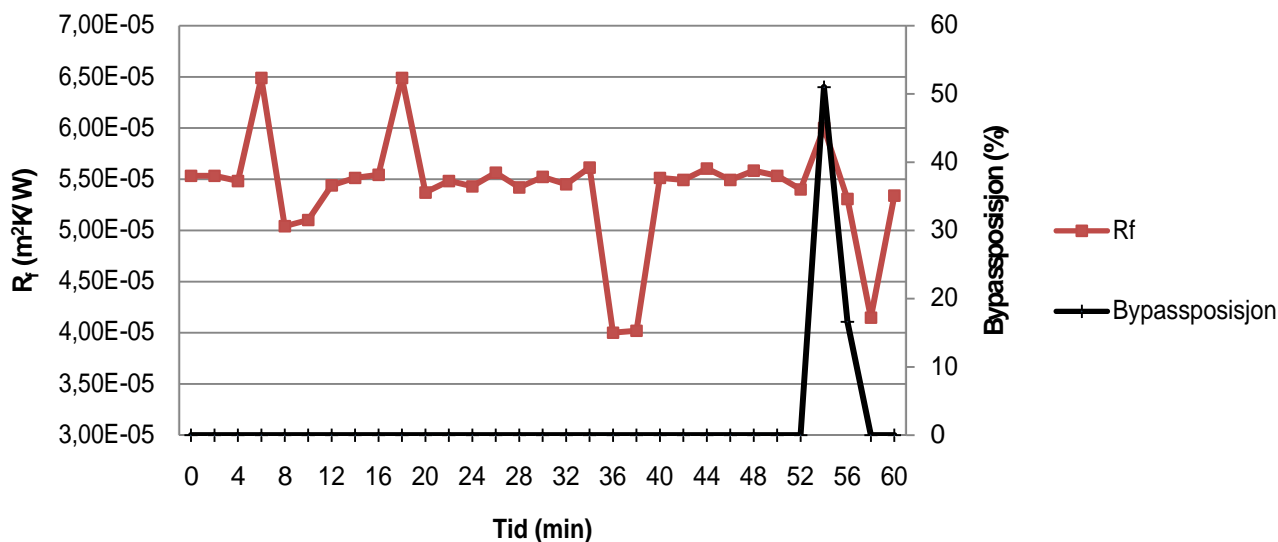
Tabell 7-1 viser en oversikt over de forskjellige målingenes start- og sluttidspunkt samt måleintervall.

Tabell 7-1 Oversikt over målinger i fordampere

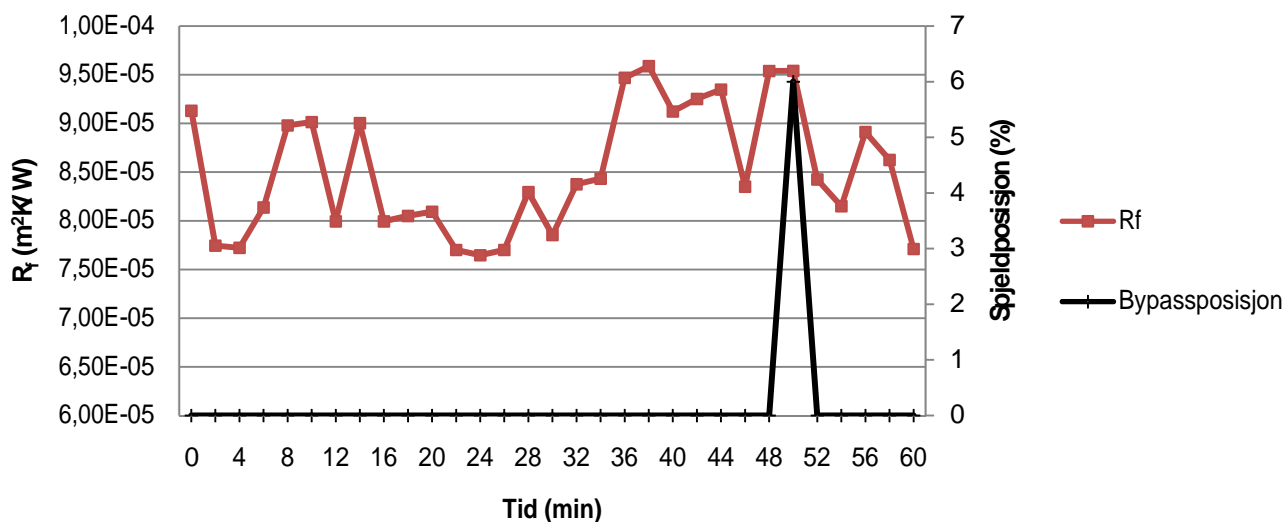
Målenummer	Starttidspunkt		Sluttidspunkt		Måleintervall
1	17.12.2007	09.00	18.12.2007	09.00	10 min
2	12.01.2008	"	13.01.2008	"	"
3	10.02.2008	"	11.02.2008	"	"
4	06.03.2008	"	06.03.2009	"	"
5	17.12.2007	09.00	17.12.2007	10.00	2 min
6	"	15.00	"	16.00	"
7	18.12.2007	02.00	18.12.2007	03.00	"
8	12.01.2008	09.00	12.01.2008	10.00	2 min
9	"	15.00	"	16.00	"
10	13.01.2008	02.00	13.01.2008	03.00	"
11	10.02.2008	09.00	10.02.2008	10.00	2 min
12	"	15.00	"	16.00	"
13	11.02.2008	02.00	11.02.2008	03.00	"
14	06.03.2008	09.00	06.03.2008	10.00	2 min
15	"	15.00	"	16.00	"
16	07.03.2008	02.00	07.03.2008	03.00	"

Det er kun blitt gjort målinger på VP1 da kloakksystemene for varmpumpene er identiske og parallellkoblet i forhold til hverandre. VP2 vil derfor bli sett bort ifra i de videre målingene.

Figur 7-1 og Figur 7-2 er to eksempler på hvordan foulingfaktoren forløper seg, over én time i fordamperrørene før og etter at kloakkstrømmen endrer strømningsretning.



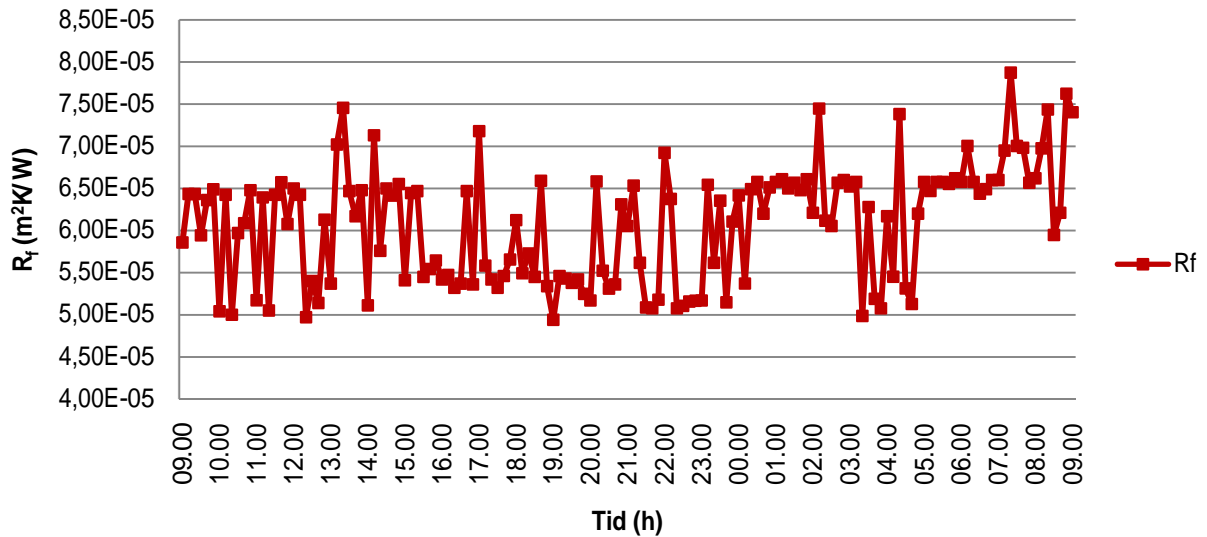
Figur 7-1 Foulingfaktor og bypassventil for 12.01.07, 15.00 - 16.00



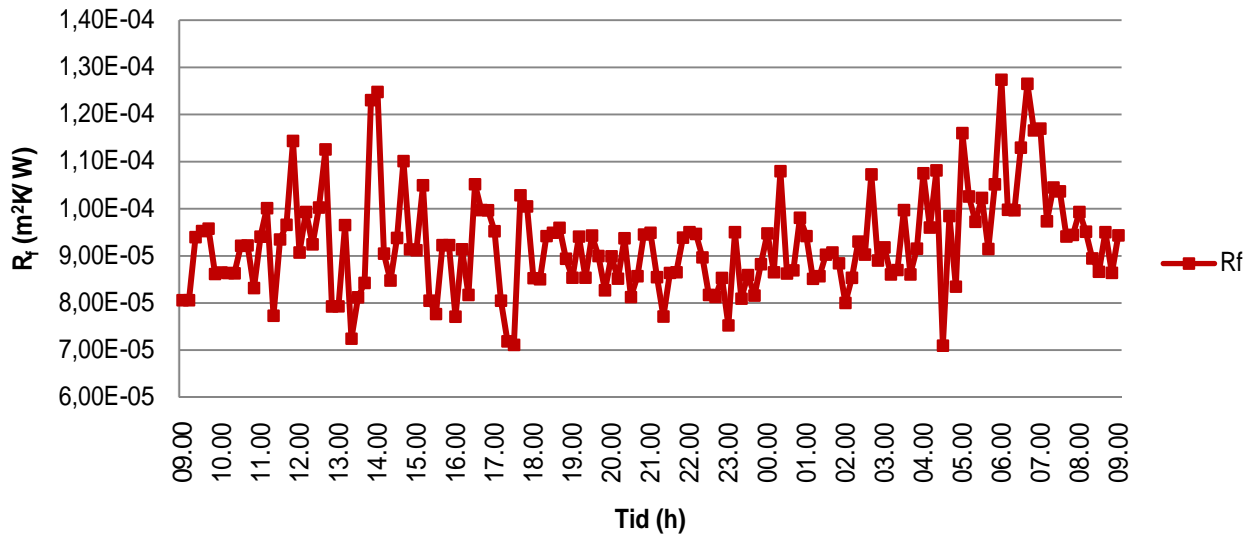
Figur 7-2 Foulingfaktor og bypassventil for 06.03.08, 15.00 - 16.00

Figurene viser at kurven for foulingfaktoren R_f varierer litt fra målepunkt til målepunkt, men at den holder rimelig konstant nivå rundt $5,50 \cdot 10^{-5}$ og $8,50 \cdot 10^{-5}$ m²K/W for henholdsvis Figur 7-1 og Figur 7-2.

Figur 7-3 og Figur 7-4 viser hvordan timesverdiene for foulingfaktoren R_f i Figur 7-1 og Figur 7-2 varierer over 24 timer. I likhet med for timesgrafene varierer de ulike målingene for foulingfaktoren litt opp og ned i forhold til hverandre.



Figur 7-3 Foulingfaktor for 12.01.08 - 13.01.08



Figur 7-4 Foulingfaktor for 06.03.08 - 07.03.08

Tabell 7-2 gir verdier for foulingfaktoren R_f og kloakktemperaturer inn på fordamperen, T_{kloakk} for samtlige døgnmålinger.

Tabell 7-2 Sammendrag av måleverdier for alle døgnmålingene

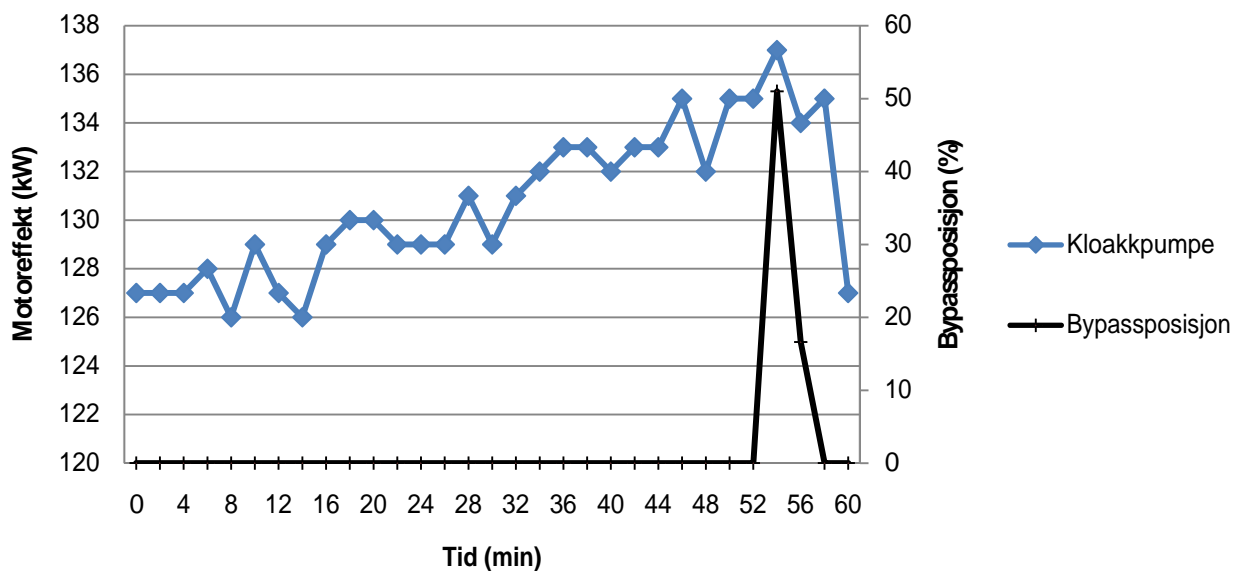
Dato	ΔR_f	Gjennomsnitt R_f	ΔT_{kloakk}	Gjennomsnitt T_{kloakk}
17.12.2007	5,87E-05	3,91E-05	3,8	11,5
12.01.2008	2,93E-05	6,07E-05	1,2	9,4
10.02.2008	4,75E-05	8,26E-05	2,4	10,1
06.03.2008	5,64E-05	9,26E-05	4,4	11,4

Der

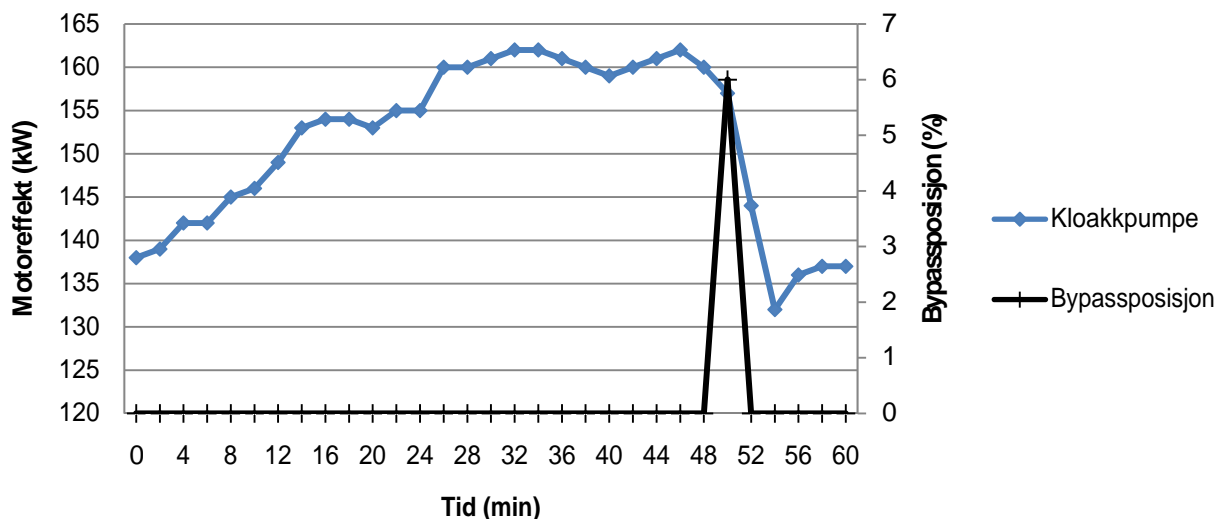
ΔR_f - Differansen mellom største og minste avleste foulingfaktor

ΔT_{kloakk} – Differansen mellom største og minste avleste kloakktemperatur

Figur 7-5 og Figur 7-6 og viser hvordan motoreffekten P til kloakkpumpene varierer over samme tidsperioder som for Figur 7-1 og Figur 7-2.



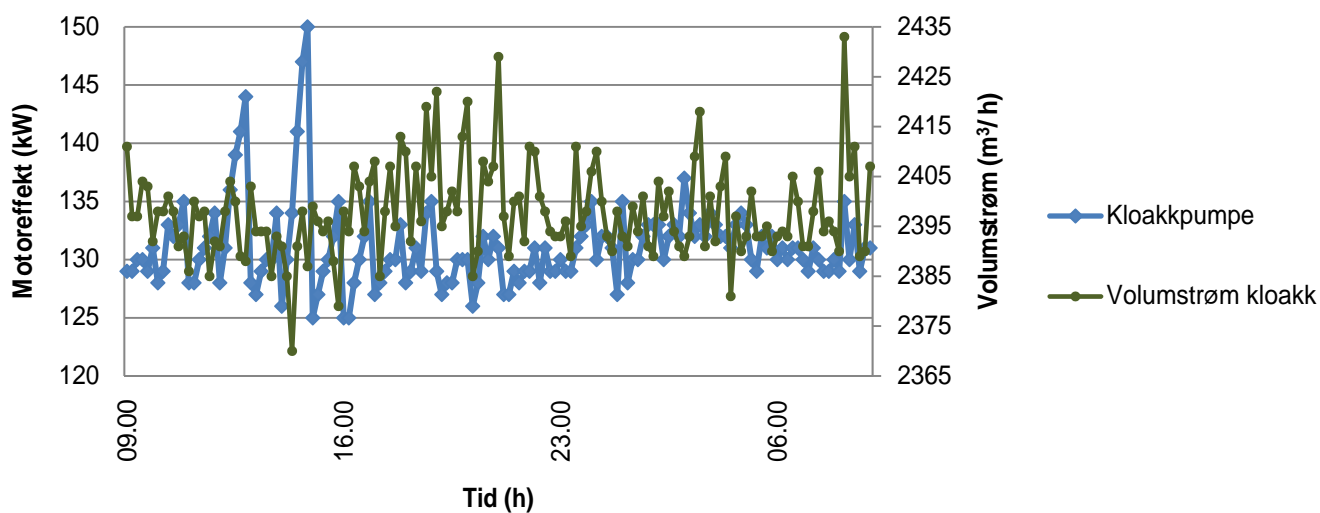
Figur 7-5 Motoreffekt til kloakkpumpe og bypassventil for 12.01.08, 15.00 - 16.00



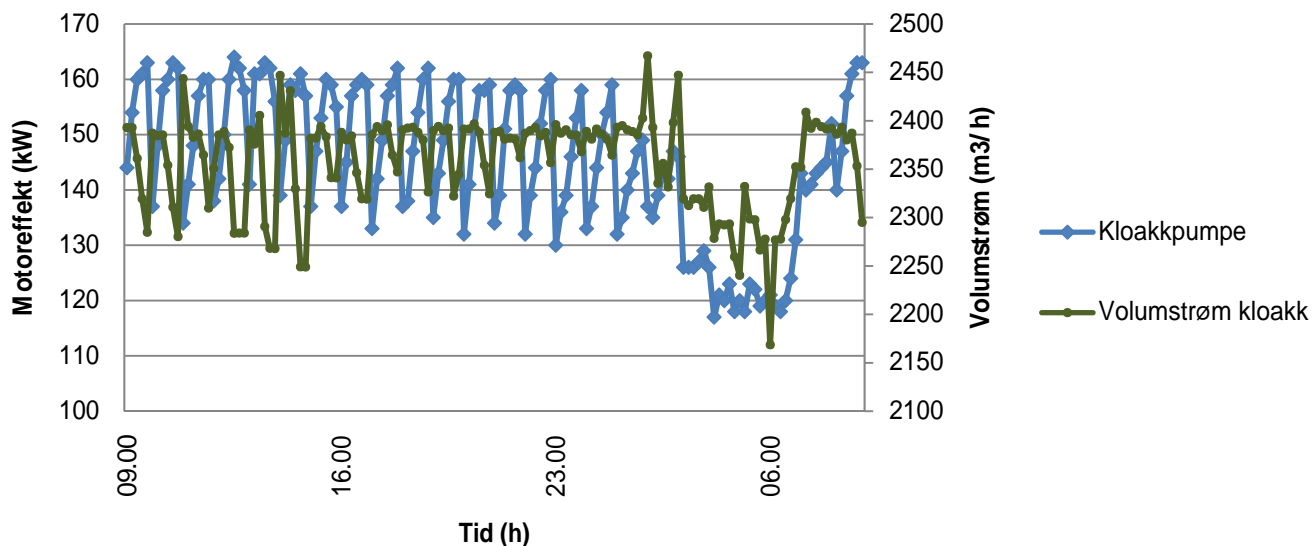
Figur 7-6 Motoreffekt til kloakkpumpe og bypassventil for 06.03.08, 15.00 - 16.00

Figurene viser tydelig hvordan motoreffekten til kloakkpumpen øker helt til bypassventilen åpnes. Da faller effekten brått før den igjen stiger etter at kloakkstrømmens vendesekvens er over.

I Figur 7-7 og Figur 7-8 er motoreffekt til kloakkpumpen samt volumstrøm kloakkvann gjennom fordamperen plottet over 24 timer. Kurven for effekten til pumpen har samme hakkete form som timesmålingene i Figur 7-5 og Figur 7-6 viser.



Figur 7-7 Motoreffekt til kloakkpumpe og volumstrøm kloakkvann for 12.01.08 - 13.01.08



Figur 7-8 Motoreffekt til kloakkpumpe og volumstrøm kloakkvann for 06.03.08 - 07.03.08

Volumstrømmen av kloakk gjennom fordampere i Figur 7-7 og Figur 7-8 har også en relativt hakket kurve. I Figur 7-8 går det tydelig fram at ved økende pumpearbeid så faller kurven for volumstrøm gjennom fordampere. Når pumpeeffekten så plutselig faller går volumstrømmen tilbake til sin normale verdi rundt ca 2400 m³/h. Samme fenomen for kloakkvannet kan også sees i Figur 7-7, men mindre tydelig.

I Figur 7-8 går det også fram at pumpeeffekten og volumstrømmen kloakkvann reduseres fra ca 02.00 og øker igjen fra ca. 06.00.

I Tabell 7-3 er det satt opp verdier for kloakkpumpe og gjennomstrømt volumstrøm kloakkvann for samtlige døgnmålinger.

Tabell 7-3 Sammendrag fra måledata fra døgngrafer

Dato	ΔP	Gjennomsnitt P	Δv	Gjennomsnitt v
17.12.2007	69	139	372	2362
12.01.2008	25	131	63	2398
10.02.2008	11	137	107	2398
06.03.2008	47	145	298	2358

ΔP – Forskjellen mellom største og minste avleste pumpeeffekt

Δv – Forskjellen mellom største og minste avleste volumstrøm kloakkvann

De resterende målingene har tilnærmet like resultater som grafene her viser. Grafene fra de resterende målinger finnes i VEDLEGG A.

8 Diskusjon

8.1 Kommentarer til resultater

Samtlige grafer der foulingfaktoren R_f og posisjonen til bypassventilen er plottet over én time viser at foulingfaktoren er relativt konstant. I det bypassventilen åpnes får kurven et kraftig utslag. R_f blir i disse tilfeller svært stor i forhold til normalverdi. Forklaringen til dette ligger i hva som skjer i varmpumpeaggregatet i det kloakkstrømmen snur. I det 4-veisventilen endrer strømningsretningen så reduseres volumstrømmen v gjennom fordamperen til null. Det betyr at varmeopptaket i fordamperen også reduseres betraktelig noe som fører til at verdien for $(1/UA)_f$ blir veldig stor. Denne sammenhengen sees av ligning (25). Siden $(1/UA)_c$ er en konstant så blir R_f også veldig stor.

Etter at kloakkstrømmens vendesekvens er over og fordamperen har stabilisert seg så faller R_f tilbake til samme verdi den hadde før vendesekvensen startet.

Kurven for effekt til kloakkpumpen har en mer karakteristisk form som gjentar seg i samtlige timesgrafer. Effekten stiger relativt jevnt helt til bypassventilen åpnes. Da synker effekten ned til et bunnivå og stiger igjen etter at vendesekvensen er ferdig. ΔP , som er forskjellen mellom høyeste og laveste effektverdi for en gitt måling varierer mellom de ulike timesmålingene. Største ΔP over en time er registrert i målingen gjort 18.12.2007, 02.00 - 03.00 med 42 kW. Maksimal- og minimumseffekt tilført kloakkpumpen var i denne timen henholdsvis 165 kW og 123 kW. Laveste ΔP over en time ble registrert i målingen gjort 12.1.2008, 09.00 – 10.00 med 4 kW. I denne målingen var maksimal pumpeeffekt 131 kW og laveste pumpeeffekt 127 kW. Laveste ΔP i målingene er bare ca 10 % av høyeste ΔP målt over en time.

Da største ΔP ble målt var temperaturen på kloakkvannet 11°C , mens ved laveste ΔP så var kloakktemperaturen $9,8^\circ\text{C}$. I 6 av 12 timesmålinger så var kloakktemperaturen inn på fordampamperen over $10,8^\circ\text{C}$. I disse målingene varierte ΔP mellom 42 kW og 28 kW. I timesmålinger der kloakktemperaturen var under $10,8^\circ\text{C}$ så varierte ΔP mellom 4 kW og 28 kW. Det vil si at alle timesmålinger med lavere kloakktemperatur hadde en vesentlig lavere ΔP enn tilfellet var for høyere kloakktemperaturer. Dette kan være en indikasjon på at pumpearbeidet øker ved høyere kloakktemperatur. Det er flere kilder som bidrar til kloakkens sammensetning. Husholdninger og bygninger tilknyttet kloakknett bidrar selvfølgelig, men også overflatevann fra gatene bidrar i stor grad. Snøsmelting eller regn om vinteren vil bidra til en kaldere og mer flytende kloakk da overflatevannet "vanner" ut kloakken. En mer vannholdig kloakk vil være letter og transportere enn en mer tyktflytende kloakk der masseandelen er stor. Dette kan være en forklaring på hvorfor kloakkpumpen får en større ΔP ved lav kloakktemperatur da kald kloakk inneholder mere vann enn varm kloakk.

Ettersom pumpeeffekten har en stigende effekt så skulle det tilsi at masse fra kloakkvannet legger seg i fordamperen og reduserer kloakkvannets gjennomstrømningsareal. Noe som vil gjøre at kloakkpumpen må arbeide mer for transportere en gitt vannmengde gjennom fordamperen. Da pumpeeffekten synker markant etter at vendesekvensen er over så tyder dette på at kloakkmassen som har tettet igjen gjennomstrømningsarealet i fordamperen blir revet løs igjen da kloakkvannet endrer gjennomstrømningsretning.

Foulingfaktoren R_f har ingen nevneverdig endring før og etter at kloakkstrømmen skifter strømningsretning. Dette kan tyde på at massen i kloakkvannet som akkumuleres i

fordamperen ikke legger seg inne i selve vannrørene, men ved innløpet til fordamperen. Varmeovergangen mellom kloakkvannet og arbeidsmediet blir dermed ikke påvirket nevneverdig av masseandelen i kloakkvannet.

I grafene der pumpeeffekten P er plottet sammen med volumstrømmen kloakkvann gjennom fordamperen over 24 timer så har effektkurven et tilnærmet likt forløp i alle grafene. Den samme hakkete formen som går igjen i timesgrafene synes å gjenta seg over døgnet. Volumstrømmen av kloakkvann har også en hakkete form som i mer eller mindre grad følger effektkurven. Ved økende pumpeeffekt så ser det ut til at volumstrømmen enten holder seg relativt konstant eller synkende. I døgnmålingene gjort 17.12.07 og 6.3.08 så har begge kurvene reduserte verdier mellom ca klokken 04.00 og 06.00. I disse tidsperiodene så er det også tydeligere at kurven for volumstrømmen v i større graf følger effektkurven P . Etter ca. klokken 06.00 stiger kurvene igjen til mer gjennomsnittlige verdier. Dette fenomenet inntreffer ikke like tydelig i døgnmålingene gjort 12.1.08 og 10.02.08. Gjennomsnittlig kloakktemperatur ligger i disse tidsperiodene, 17.12.07 og 06.3.08, ca 1°C under gjennomsnittlig kloakktemperatur for resten av døgnet. I tillegg så er dette tidspunkt på døgnet da effektbehovet i fjernvarmenettet er lavere slik at levert energimengde fra Skøyen Vest varmesentral er noe mindre enn ellers i døgnet.

I grafene der foulingfaktoren R_f er plottet over 24 timer så har kurvene et relativt likt forløp i hver måling. Målingene varierer litt i hvert døgn og differansen mellom høyeste og laveste foulingfaktor, ΔR_f er satt inn i Tabell 7-2. Maksimal verdi for R_f for de fire måledøgn er $1,27 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ og inntreffer 07.03.08 klokken 06.40. Det er allikevel under 1 % av målepunktene der foulingfaktoren R_f kommer over $1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ som er den verdien den tyske rørprodusenten Wieland har lagt inn som sikkerhetsmargin for fordamperrørene.

Varmeovergangstallet mellom kloakkvannet og rørveggen i fordamperen, h_i er oppgitt fra rørprodusenten Wieland til å være $18339 \text{ W/m}^2\text{K}$. Dette tallet er meget høyt og en vurdering av verdien kan gjøres ved å gjøre en overslagsberegning av h_i for de verdier som er oppgitt fra Wieland. I databladet for fordamperrørene er det oppgitt følgende strømningstekniske parametere for en volumstrøm på $2400 \text{ m}^3/\text{h}$ og en vannhastighet på $1,90 \text{ m/s}$:

$$\begin{aligned}\mu &= 1,38 \cdot 10^{-3} \text{ Ns/m}^2 \\ k &= 0,583 \text{ W/mK} \\ \text{Pr} &= 9,975 \\ \text{Re}_D &= 21461\end{aligned}$$

Det er ikke oppgitt noen indre diameter for D_i for vannrøret, men ved å dividere gjennomstrømmet vannmengden per vannrør på strømningshastigheten så blir tverrsnittsarealet A_i :

$$A_i = \frac{2400 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{1,90 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \cdot \frac{1}{3600 \cdot 1825} = 1,922 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (33)$$

$$\Rightarrow D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot A_i}{\pi}} = 1,56 \cdot 10^{-2} \text{ m} \quad (34)$$

Ut fra følgende ligninger kan rørets indre varmeovergangstall h_i beregnes:

$$Nu_D = 0,0243 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 178 \quad (35)$$

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{178 \cdot 0,583 \frac{W}{m \cdot K}}{1,56 \cdot 10^{-2} m} = 6653,3 \frac{W}{m^2 K} \quad (36)$$

Dette tallet utgjør ca 36 % av varmeovergangstallet h_i som Wieland beregner for vannrørene. Dette skyldes den spesielle strukturen på innsiden av vannrørene som øker varmeovergangen betraktelig.

Verdien for h_i beregnet her er en forenkling da det forutsetter et glatt vannrør med indre diameter D_i på 0,0156 meter.

8.2 Feilkilder i beregninger

I beregningene av foulingfaktoren R_f er det blitt brukt en stasjonær verdi for $(1/UA)_c$, det vil si et helt rent fordamperrør. Dette blir en tilnærming da rørets konvekative varmeovergangsmotstand h_i varierer med kloakkvannets hastighet i røret og dermed volumstrømmen v gjennom røret. I beregningene er volumstrømmen satt til 2400 m³/h da dette er dimensjonert vannmengde for fordamperen ved full ytelse.

I de ulike målingene har volumstrømmen variert fra maksimalt 2467 m³/h den 07.03.08 klokken 02.00 til minimumsverdien 2099 m³/h den 17.12.07 klokken 04.00. Grunnen til at minimumsverdien avviker mye fra designpunktet er fordi varmpumpeaggregatet gikk med redusert ytelse.

I samme beregninger for $(1/UA)_c$ er det antatt rent vann som varmekilde og ikke grovrenset kloakkvann slik det i realiteten er på Skøyen Vest. Der er svært vanskelig å anslå varmetekniske egenskaper for grovrenset kloakkvann da kloakkens innhold endrer seg hele tiden. Rent vann er derfor blitt brukt da dette er et velkjent medium der alle termofysiske egenskaper er kjente. Den tyske rørprodusenten Wieland har også brukt rent vann som varmekilde i dimensjoneringen av kloakkrørene i Skøyen Vest varmesentral.

8.3 Forslag til videre arbeid

Målingene av hvordan foulingfaktoren påvirkes av endringen av kloakkvannets strømningsretning i fordamperen er gjort i tidsrommet mellom 17.12.2007 og 06.03.2008. Dette er kun en sesong og det kunne være interessant og se hvordan disse resultatene er sammenlignet med måleverdier fra andre år.

Ved å gjennomføre eksperimentelle forsøk på fordamperen i varmpumpeanlegget på Skøyen Vest kunne nøyaktigheten på målingene blitt enda større. Dersom vannrørene først ble rengjort og det så ble sendt kloakkvann igjennom dem kunne en få en mer nøyaktig verdier på foulingen i fordamperrørene. I et slikt eksperiment vil det også være mulig å kontrollere kloakkvannet gjennom fordamperen slik at volumstrømmen blir tilnærmet konstant. Dette vil gjøre nøyaktigheten av målingene større.

En times intervall mellom hver gang kloakkstrømmen endrer retning har vist at foulingen som legger seg i vannrørene er svært liten. Ved å øke dette intervallet vil det kunne få et bedre

bilde av virkningen strømningsendringen har på foulingen i vannrørene. Spesielt med tanke på mikrobiologisk vekst inni rørene.

9 Konklusjon

Varmepumpene ved Skøyen Vest varmesentral har til sammen en maksimal ytelse på 27,6 MW. COP for varmpumpene er ca. 2,8. Anlegget består av 2 identisk oppbygde to - trinns varmpumpeaggregater, VP1 og VP2 som hver har en maksimal ytelse på henholdsvis 18,4 MW og 9,2 MW. Varmepumpene leverer fjernvarmvann med en turtemperatur på 90°C. Varmepumpene benytter R-134a som arbeidsmedium og har hver en to – trinns, 40 bars sentrifugal turbokompressor. Varmepumpenes varmekilde er grovrenset kloakkvann fra VEAS - tunellen. Kloakkvannet blir grovrenset i et stort ristsystem, som fjerner de største partiklene, før det pumpes gjennom rørkjelfordamperen og avgir varme til arbeidsmediet i varmpumpen. Returvannet som blir varmet opp av varmpumpene passerer først gjennom underkjølerne. Underkjølerne er parallellkoblet i forhold til hverandre og forvarmer vannet før det passerer gjennom kondensatorene. Kondensatorene er seriekoblet i forhold til returvannet. En slik sammenkobling av kondensatorer og underkjølere gjør at ytelsesforskjellen mellom varmpumpeaggregatene utnyttes maksimalt og varmpumpenes totale COP forbedres. Varmepumpeanlegget er verdens største i sitt slag.

R-134a er et meget godt egnet arbeidsmedium og spesielt i kombinasjon med underkjølere da arbeidsmediet har et høyt strupningstap. Ved maksimal ytelse står underkjølerne for ca 20 % av effektleveransen for varmpumpene ved Skøyen Vest. Teoretiske beregninger i denne rapporten viser at COP kan økes med 1 % per K underkjøling ved bruk av R-134a som arbeidsmedium. Selv om R-134a har gode termofysiske egenskaper som gjør det velegnet som arbeidsmedium er det miljømessig ikke optimalt da det har en GWP på 1300. Naturlige arbeidsmedier som CO₂ og ammoniakk har begge en GWP og ODP lik 0 og er derfor ikke miljøskadelige. CO₂ som arbeidsmedium i en transkritisk varmpumpeprosess gjør det mulig å produsere varme med høy temperatur. Potensialet er allikevel begrenset i fjernvarmesystemer med høy returtemperatur da varmpumpen er sterkt avhengig av lav returtemperatur for å oppnå høy COP. Ammoniakk har meget gode termofysiske egenskaper som gjør det svært interessant som arbeidsmedium i varmpumper. Teoretiske beregninger viser at sammenlignet med R-134a i en to – trinns varmpumpe med 90°C kondenseringstemperatur, 2,5°C fordampningstemperatur og 15 K underkjøling oppnår ammoniakk en COP faktor som ligger ca. 6 % høyere enn R-134a. Dersom de gode varmeoverføringsegenskapene til ammoniakk tas med i betraktningen slik at fordampningstemperaturen og kondenseringstemperatur endres til henholdsvis 4°C og 88°C så oppnår ammoniakk ca. 11 % bedre COP faktor enn R-134a. Ammoniakk har en lav molarmasse på 17 kg/kmol. Dette gjør det uegnet til bruk i turbokompressorer. Skrue- eller stempelkompressor er derfor de aktuelle kompressoralternativene. Skruekompressorer til ammoniakkvarmpumper leveres som 50 bars kompressorer. Dette gjør at ammoniakkvarmpumper ikke kan levere turvann med like høy temperatur som tilsvarende R-134a varmpumpeanlegg med turbokompressorer.

Turtemperaturen ut fra varmpumpene på Skøyen Vest er satt til 90°C. Dersom turtemperaturen senkes vil dette føre til en lavere kondenseringstemperatur som vil gi en høyere COP for anlegget. Teoretiske beregninger gjort i denne rapporten viser at både COP og varmeytelsen øker tilnærmet lineært med synkende kondenseringstemperatur. Ved å redusere kondenseringstemperaturen med 10 K så resulterer dette i en økning av COP på ca. 14 % Kondenseringsenergien øker med ca. 10 % med tilsvarende reduksjon av kondenseringstemperaturen.

En reduksjon av returtemperaturen i fjernvarmenettet ville også være positivt for varmeleveransen fra varmepumpene. Teoretiske beregninger viser at jo høyere returtemperaturen er, desto mindre blir varmeleveransen fra varmepumpene viss turtemperaturen er satt til 90°C og volumstrømmen gjennom kondensatoren holdes konstant.

I rapporten er det sett på hvordan endringen av kloakkvannets strømningsretning gjennom fordampere påvirker termisk motstand og trykktap i fordamperrørene. Resultatene viser at foulingfaktoren R_f i fordamperrørene ikke endres vesentlig av kloakkvannets strømningsendring. Allikevel så synker trykktapet i fordampere etter svingen. Dette er vist ved at motoreffekten til VP1's kloakkpumpe øker helt fram til kloakkvannet endrer strømningsretning. Etter strømningsendringen faller effekten raskt før den fortsetter å øke til neste sving. Dette scenarioet gjentok seg i de fleste målinger. Dette tyder på at massen i kloakkvannet legger seg ved fordampere innløp uten at det kommer inn i fordamperrørene og påvirker varmeovergangen mellom kloakkvannet og arbeidsmediet. Etter at kloakkstrømmen endrer retning så blir den akkumulerte massen spylt ut igjen før massen igjen akkumuleres på motsatt side av fordampere.

Rørprodusenten Wieland har lagt inn en foulingfaktor på 0,00012 m²K/W i fordamperrørene i sine ytelsesberegninger. Resultatene i denne rapporten viser at under 1 % av målepunktene hadde en foulingfaktor R_f som lå over denne verdien.

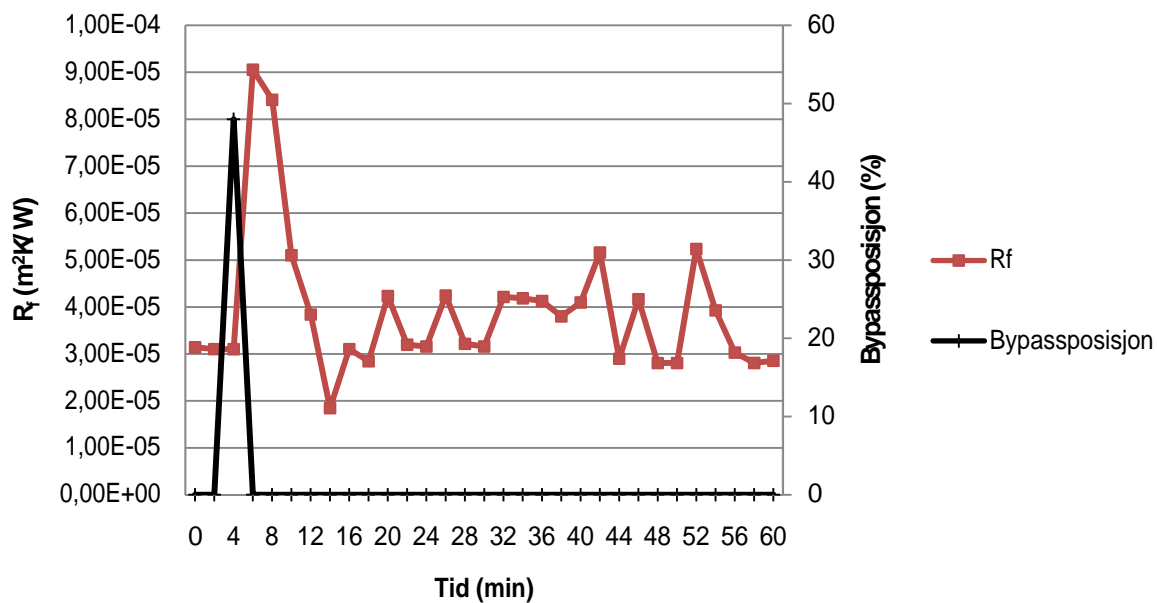
10 Referanser

- ASHRAE. 2004.** *ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment.* 2004.
- Bakken, S.T. 2008.** *Personlige samtaler.* Trondheim, 2008.
- Bott, T.R. 1995.** *Fouling of Heat Exchangers.* Amsterdam : s.n., 1995.
- Brekke, S.T. 2008.** E-post korrespondanse, Teknotherm AS. 2008.
- Casey, M. 2007.** Forelesningsmatriell i faget Turbochargers. Stuttgart : s.n., 2007.
- CDA. 2008.** Copper Development Association Homepage . [Internett] 2008.
http://www.cda.org.uk/megab2/corr_rs/tn31/sec1.htm.
- CoolPack. 2008.** Data hentet fra simuleringsprogrammet CoolPack. s.l. : The Technical University of Denmark, 2008.
- Dossat, R.J. 1991.** *Principles of Refrigeration.* 1991. Vol. III.
- Eikevik, T. 2008.** *Personlige samtaler.* Våren 2008.
- Ferguson, T.B. 1963.** *The Centrifugal Compressor Stage.* 1963.
- Friotherm AG . 2005.** *Driftsinstruks for Varmepumpe UNITOP 50 FY.* 2005.
- Friotherm AG. 2007.** *Driftsinstruks for Varmepumpe UNITOP 34 FY.* 2007.
- **2008.** Hjemmeside Friotherm AG. [Internett] 2008.
http://www.friotherm.com/downloads/skoyen_e11.pdf.
- **2008 - II.** Hjemmeside Friotherm AG. *Produktinformasjon Uniturbo 50FY.* [Internett] 2008 - II. http://www.friotherm.com/downloads/turbo34fy_uk_g007.pdf.
- **2008 - III.** Performance table, Serial operations- Heat Pump Skøyen 08. 2008 - III.
- Gosney, W.B. 1982.** *Principles of Refrigeration.* 1982.
- Haider, S. I., Webb, R. W. og Meitz, A. K.** *An Experimental Study Of Tube-Side Fouling Resistance In Water-Chiller-Flooded Evaporators.* s.l. : ASHRAE.
- Hajal, J. 2008.** E-post korrespondanse, Wieland. 2008.
- Haukås, H.T. 2008.** E-post korrespondanse. 2008.
- **1980.** Turbokompressor. 1980.
- Havskjold, M. 1995.** *Heat Pumps In District Heating And District Cooling Systems.* Trondheim : NTH, 1995.
- Horve, E.J. 2005.** *Analyse av CO2-varmepumper for oppvarming og kjøling av større bygninger.* s.l. : NTNU, 2005.
- Kim, H. M., Pettersen, J. og Bullard, C. W. 2003.** *Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems.* 2003.
- Koellet, P.C. 1992.** *Industrial Refrigeration Principles, Design and Applications.* 1992.
- Lorentzen, G. 1994.** *Revival of carbon Dioxide as a refrigerant.* Trondheim : NTH, 1994.
- Lorentzen, G. 1988.** *Ammonia, an excellent alternative.* Trondheim : NTH, 1988.
- **1994 - II.** *The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament.* Trondheim : NTH, 1994 - II.
- Nilsen, Ø. 2008.** *Personlige samtaler våren 2008.* 2008.
- Nordell, L. 2006.** F-gas Regulation is now published. *IEA Heat Pump Centre Newsletter.* Volume 24 - No. 3, 2006.
- Nordman, R. 2006.** The latest developments in the use of CO2 as refrigerant. *IEA Heat Pump Centre Newsletter.* Volume 24 - No. 3, 2006.
- Norsk Energi. 2007.** Prosesskjema, Skøyen Vest Varmesentral - Fjernvarme. 2007.
- **2007 - II.** *Skøyen Varmesentral Teknisk Beskrivelse Automatisering.* 2007 - II.
- NTNU. 2008 .** Forelesningsmatriell i faget TEP 02, Industriell Varmeteknikk. 2008 . Vol. Høst 2007.
- **2008 - A.** Forelesningsmatriell i faget TEP 4255, Varmepumpende prosesser og systemer. Trondheim : s.n., 2008 - A. Vol. Våren 2007.

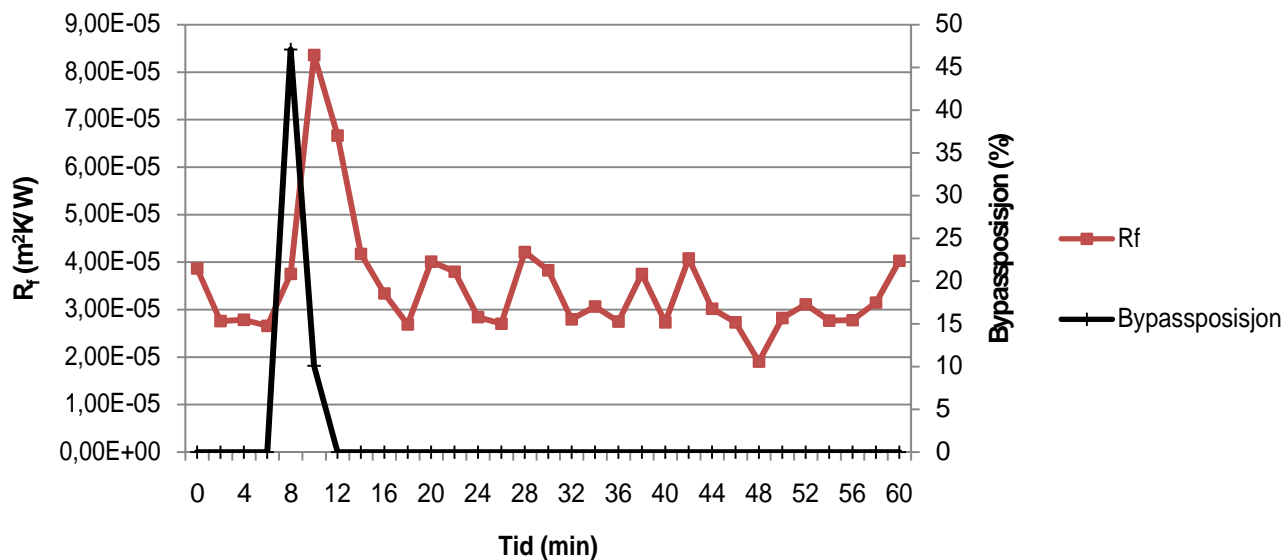
- Oestreich, S.G. 2006.** *Analyse av varmepumpesystem tilknyttet termisk energilager i fjell for oppvarming og kjøling av bygninger.* s.l. : NTNU, 2006.
- Selvåg, E og Stene, J. 2008.** 1,5 MW kloakkbasert ammoniakk-varmepumpeanlegg. *Scanref.* No. 1. Februar, 2008.
- Selvåg, E. 2007.** *Analyse av varmepumpeanlegg i nærvarmesystem.* Trondheim : NTNU, 2007.
- Stene, J. 2008 .** *Ammonia as a Working Fluid in Heat Pumps.* Trondheim : NTNU-SINTEF, 2008 .
- , **2008 - II.** *Carbon Dioxide (CO₂) as a Working Fluid in Heat Pumps.* Trondheim : NTNU-SINTEF, 2008 - II.
- , **2008 - III.** Forelesningsmatriell for faget TEP 28 Varmepumpeteknikk. www.energy.sintef.no/prosjekt/annex29. [Internett] 2008 - III.
- , **1998.** *Guidelines for Design and Operation of Compression Heat Pump, Air Condition, and Refrigeration Systems with Natural Working Fluids.* s.l. : IEA Annex 22, 1998.
- , **1997.** *VARMEPUMPER Grunnleggende varmepumpeteknikk.* Trondheim : SINTEF Energi, 1997.
- Strømmen, I. og Jonassen, O. 1995.** *A New Heat Pump Fluidized Bed Dryer With Non-Adiabatic, 2-Stage Counter Current Operations.* Trondheim : SINTEF Refrigeration and Air Conditioning, 1995.
- Sønju, O. 2008.** *Personlige samtaler.* Våren 2008.
- Teigland, R. 1993.** *Målinger og Analyse av Varmepumpe med R-134a.* Trondheim : NTH, 1993.
- The Technical University of Denmark. 2008.** Hjemmeområde CoolPack. [Internett] Section of Energy Engineering, 2008. <http://www.et.web.mek.dtu.dk/Coolpack/UK/index.html>.
- Viken Fjernvarme AS. 2008.** Personlige samtaler med driftspersonell. 2008.
- , **2007.** *Powerpointpresentasjon.* Oslo : s.n., 2007.
- Wieland. 2008.** Design Programme for Flooded Evaporators. [Internett] 2008. http://www.wieland.de/data/rohre/UV_E.exe.
- , **2008 - II.** Hjemmeside Wieland. *Produktionformasjon GEWA-B vannrør.* [Internett] 2008 - II. <http://www.wieland.de/internet/index.jsx>.
- Wojtan, L. 2008.** E-post korrespondanse, Friotherm AG. 2008.
- Yang, J. L., Ma, Y. T. og Sheng, C. L. 2005.** *Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expander.* 2005.

VEDLEGG A

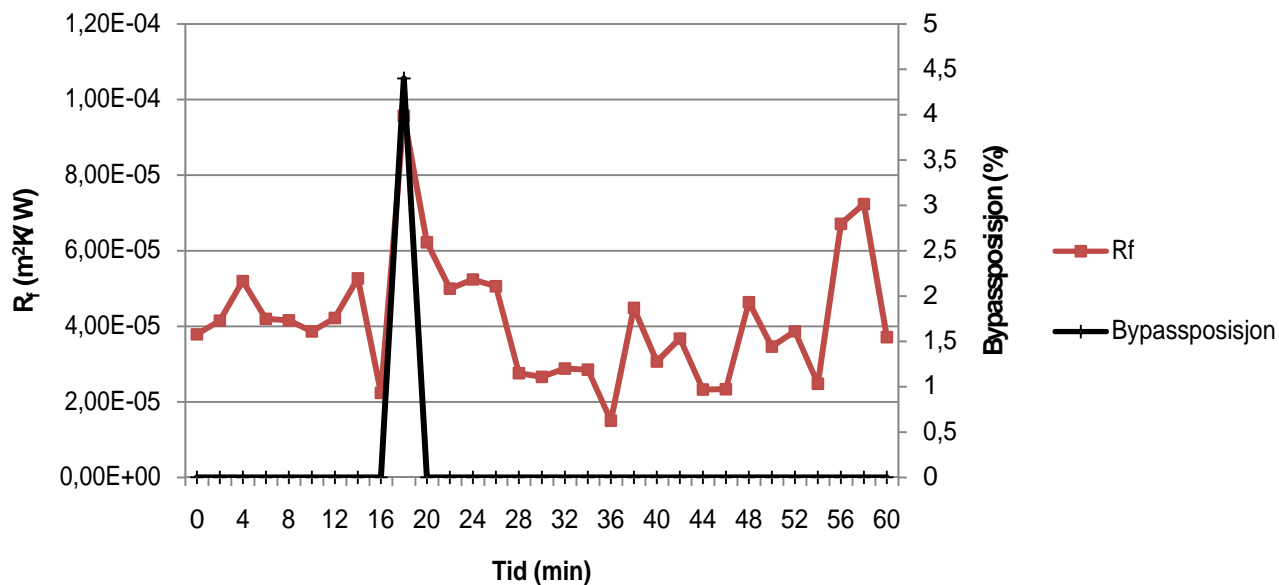
Måledata fra 17.12.2007 – 18.12.2007



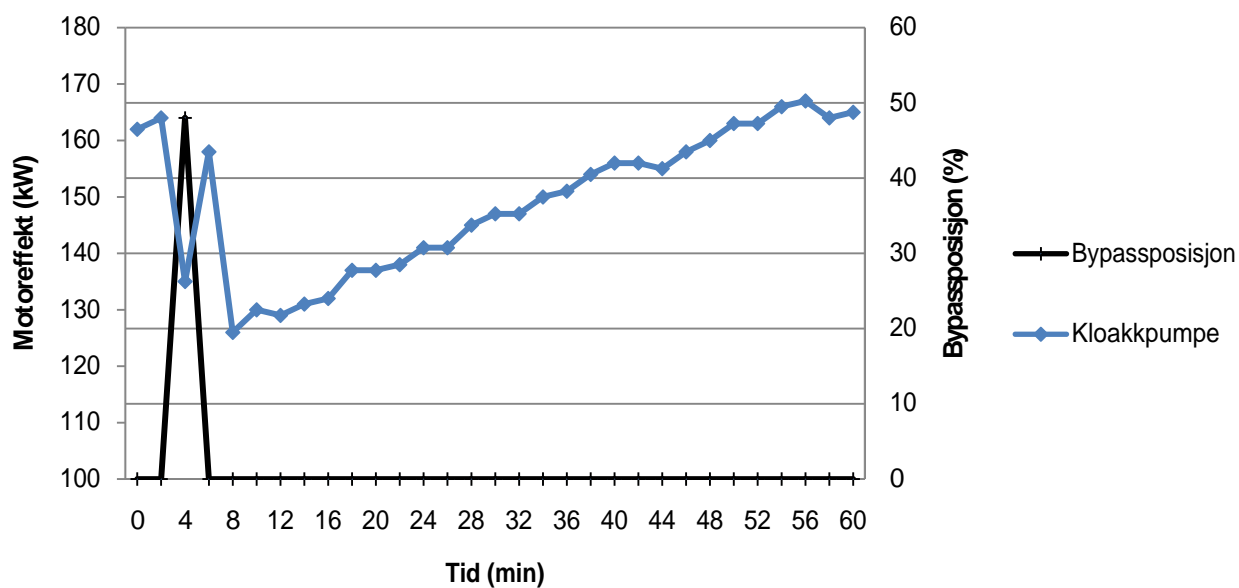
Foulingfaktor og bypassposisjon for 17.12.07 09.00 - 10.00



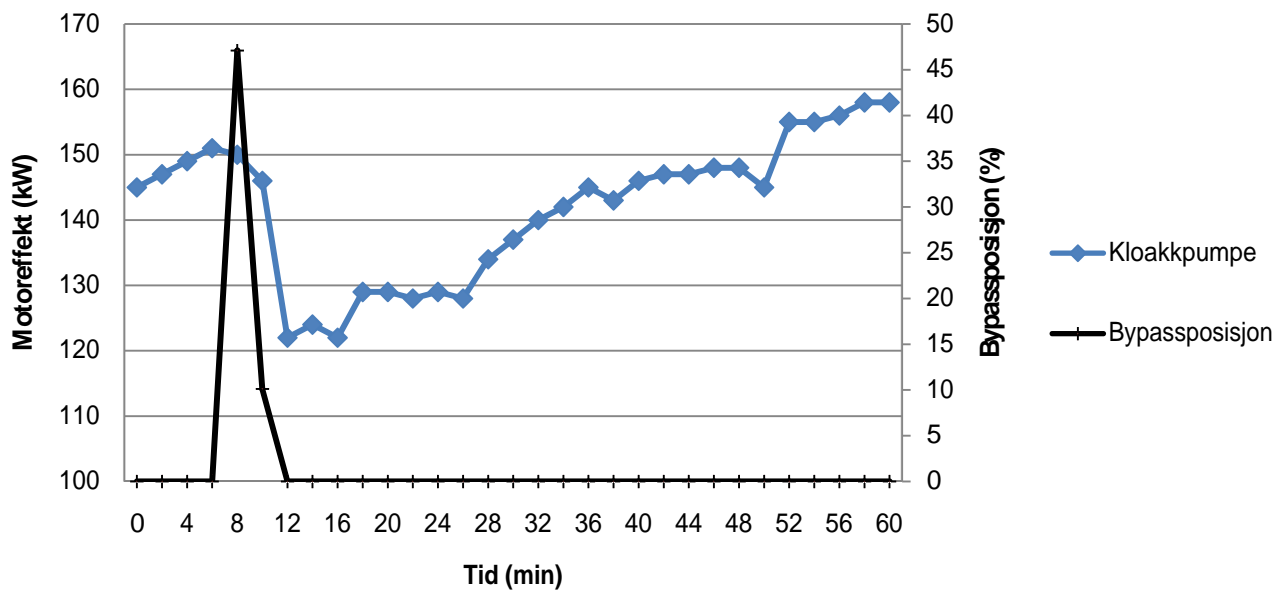
Foulingfaktor og bypassposisjon for 17.12.07 15.00 - 16.00



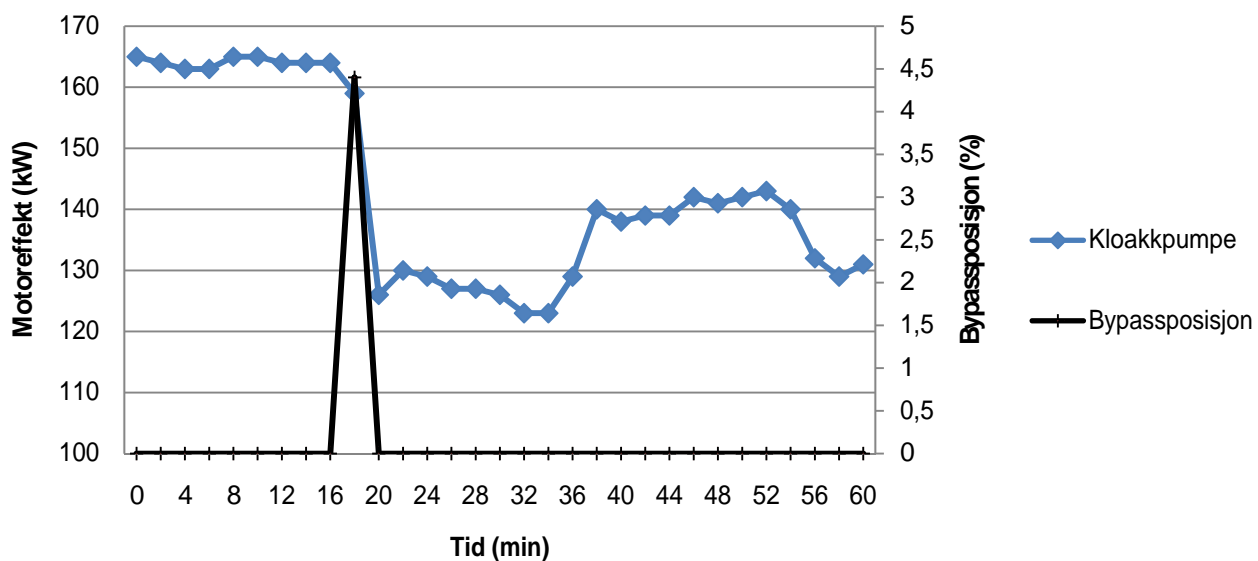
Foulingfaktor og bypassposisjon for 18.12.07, 02.00 - 03.00



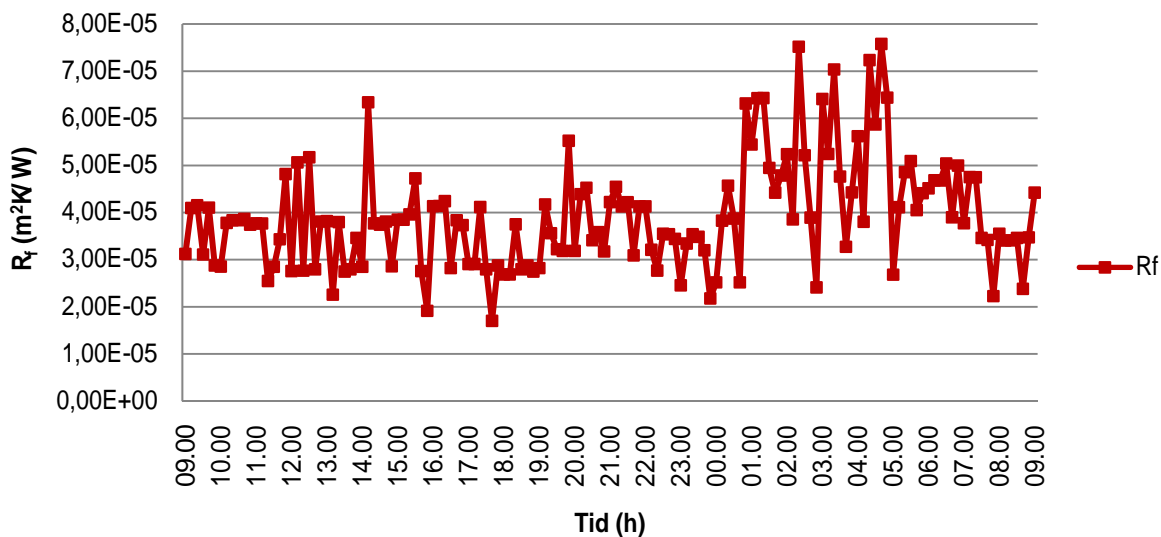
Motoreffekt til kloakkpumpen og bypassposisjon for 17.12.07, 09.00 - 10.00



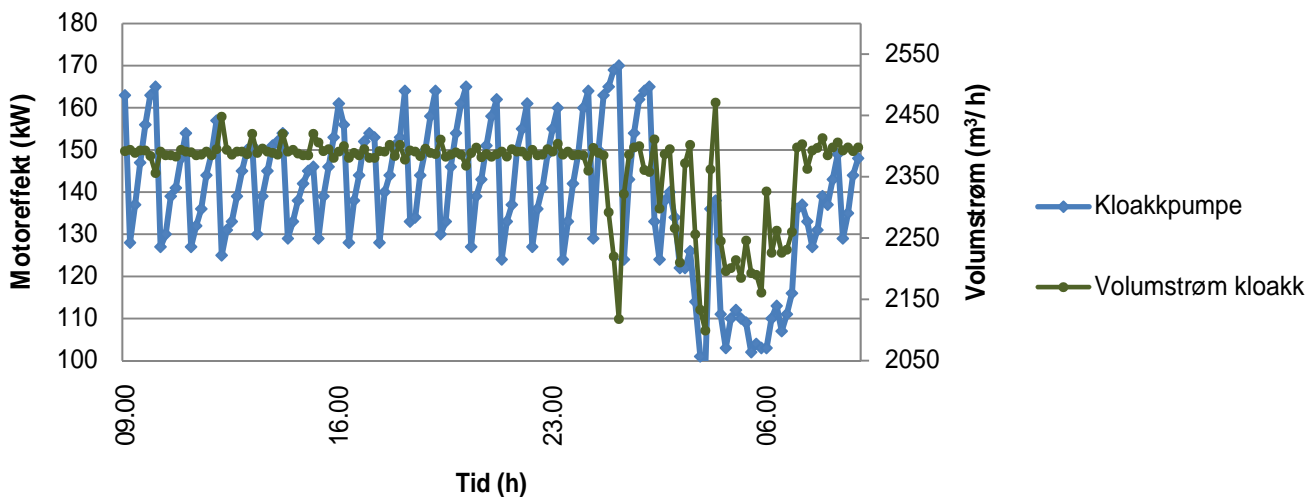
Motoreffekt til kloakkpumpen og bypassposisjon for 17.12.07, 15.00 – 16.00



Motoreffekt til kloakkpumpen og bypassposisjon for 18.12.07, 02.00 – 03.00

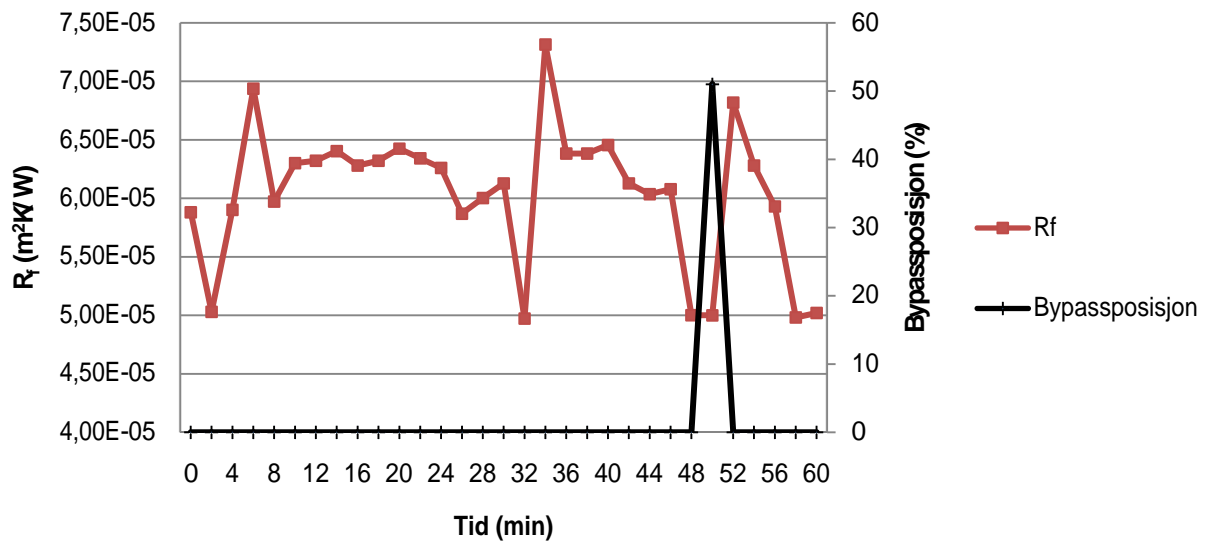


Foulingfaktor for 17.12.07 – 18.12.07

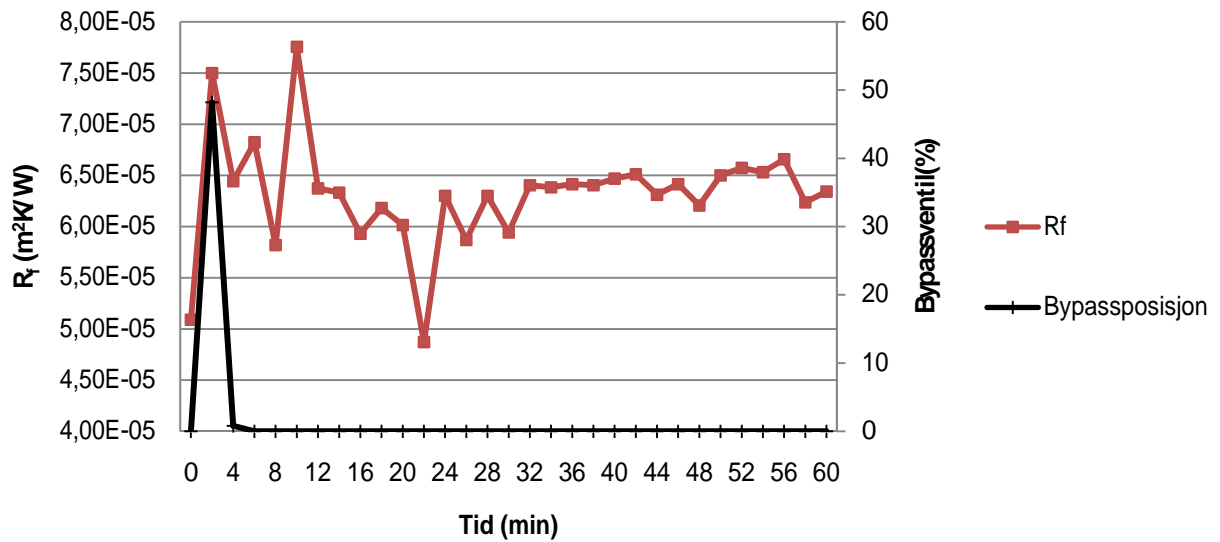


Motoreffekt til kloakkpumpe og volumstrøm kloakkvann for 17.12.07 – 18.12.07

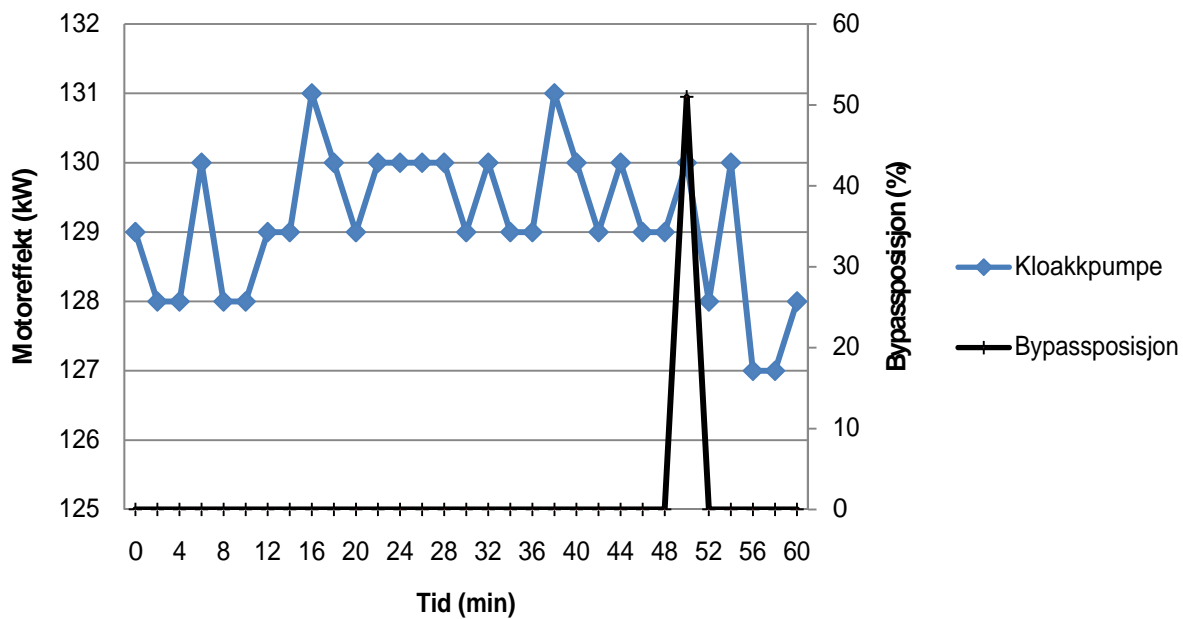
Måledata fra 12.01.2008 – 13.01.2008



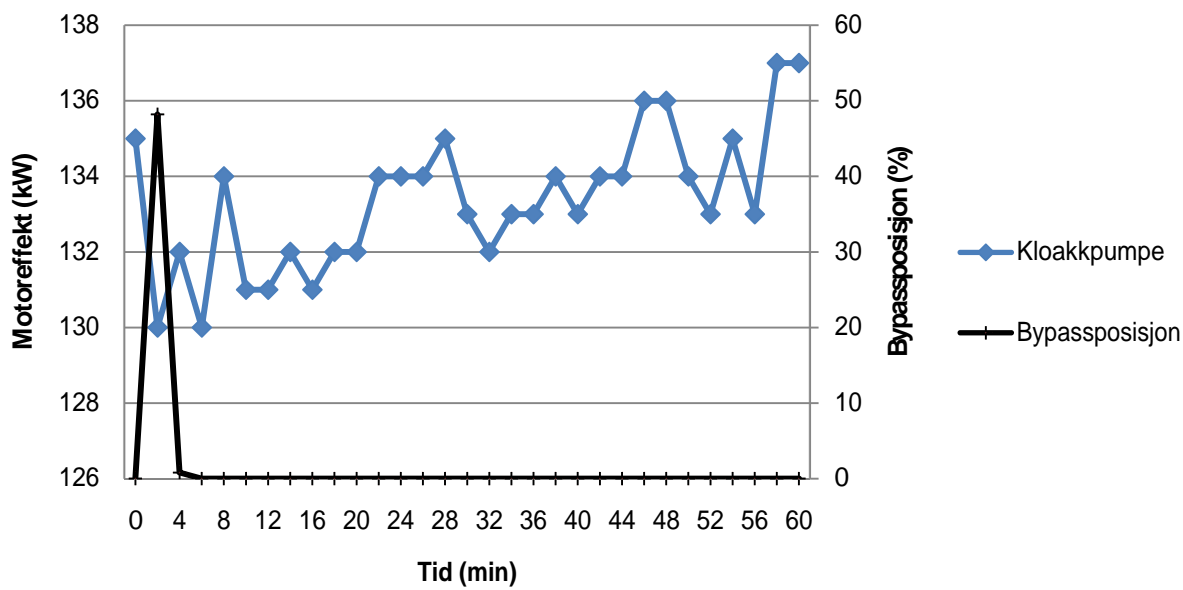
Foulingfaktor og bypassposisjon for 12.01.08, 09.00 - 10.00



Foulingfaktor og bypassposisjon for 13.01.08, 02.00 - 03.00

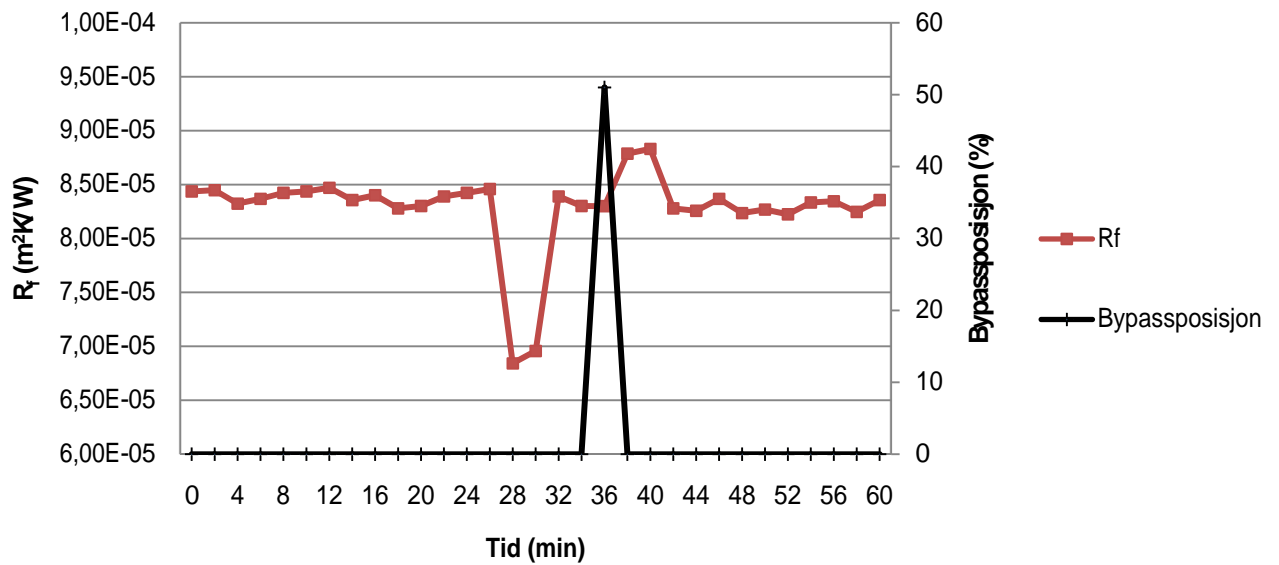


Motoreffekt til kloakkpumpen og bypassposisjon for 12.01.08, 09.00 – 10.00

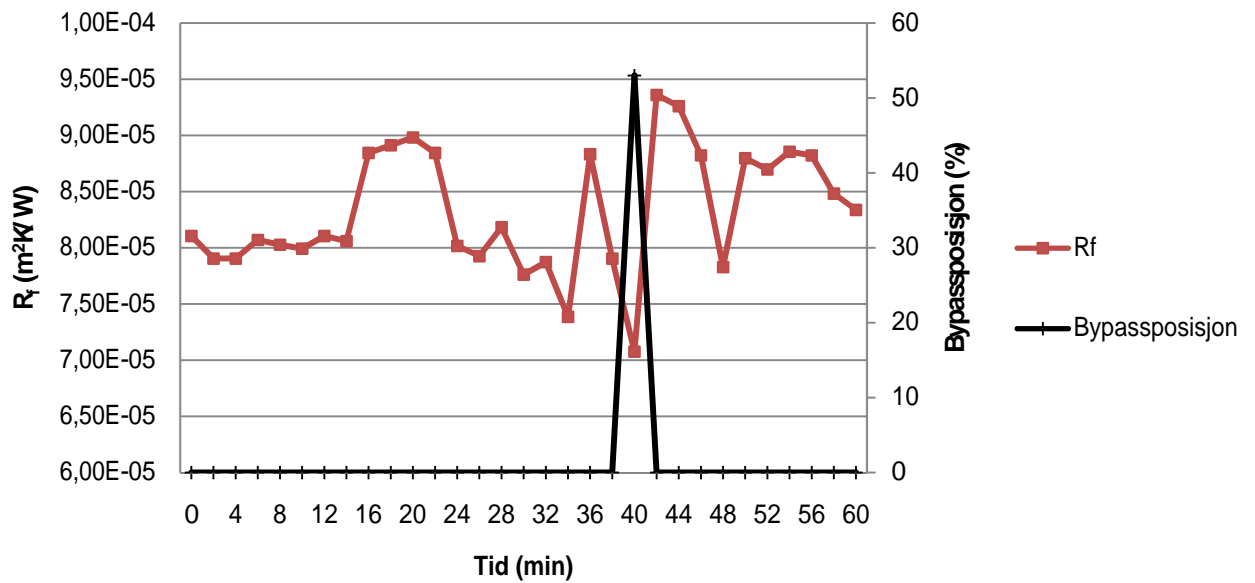


Motoreffekt til kloakkpumpen og bypassposisjon for 13.01.08, 02.00 – 03.00

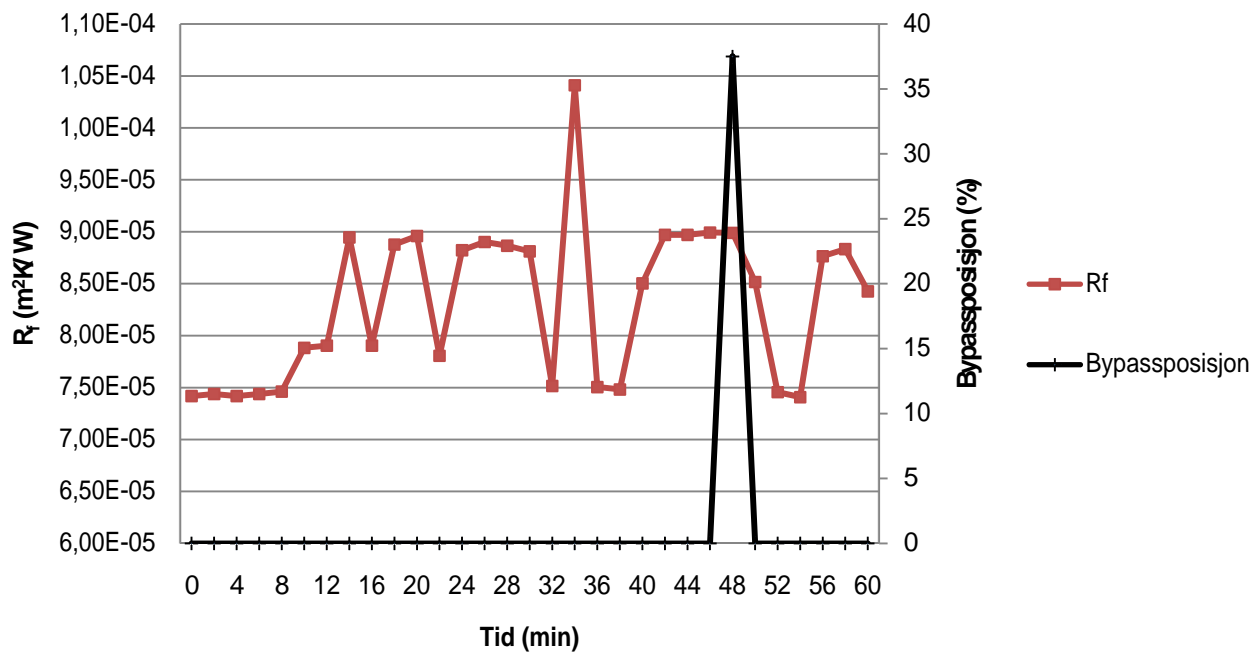
Måledata fra 10.02.2008 – 11.02.2008



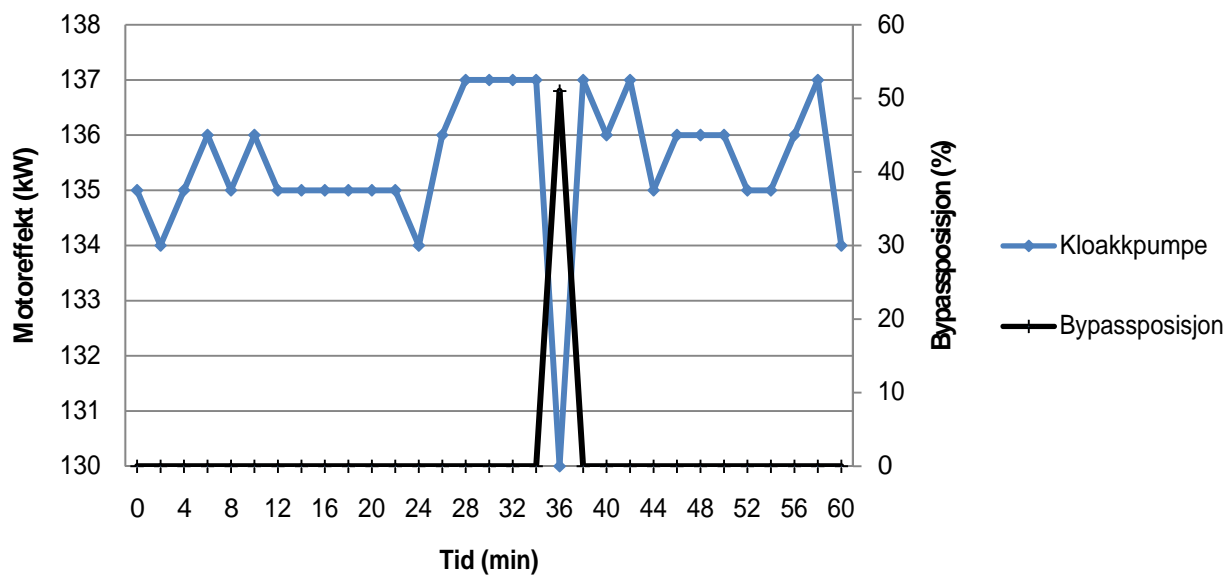
Foulingfaktor og bypassposisjon for 10.02.08, 09.00 – 10.00



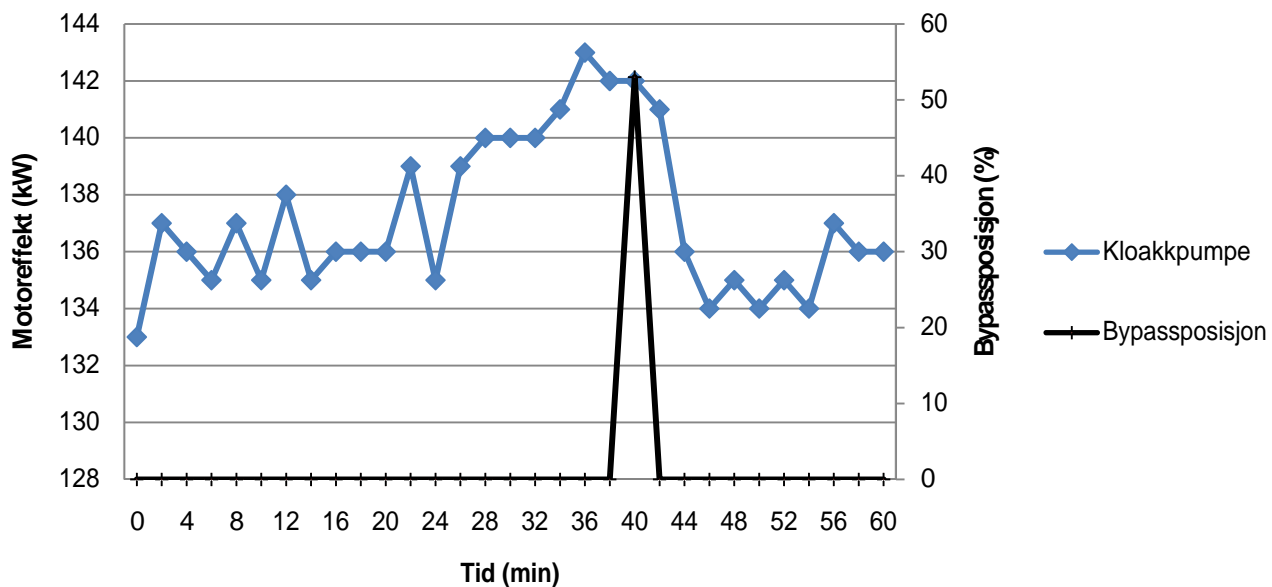
Foulingfaktor og bypassposisjon for 10.02.08, 15.00 – 16.00



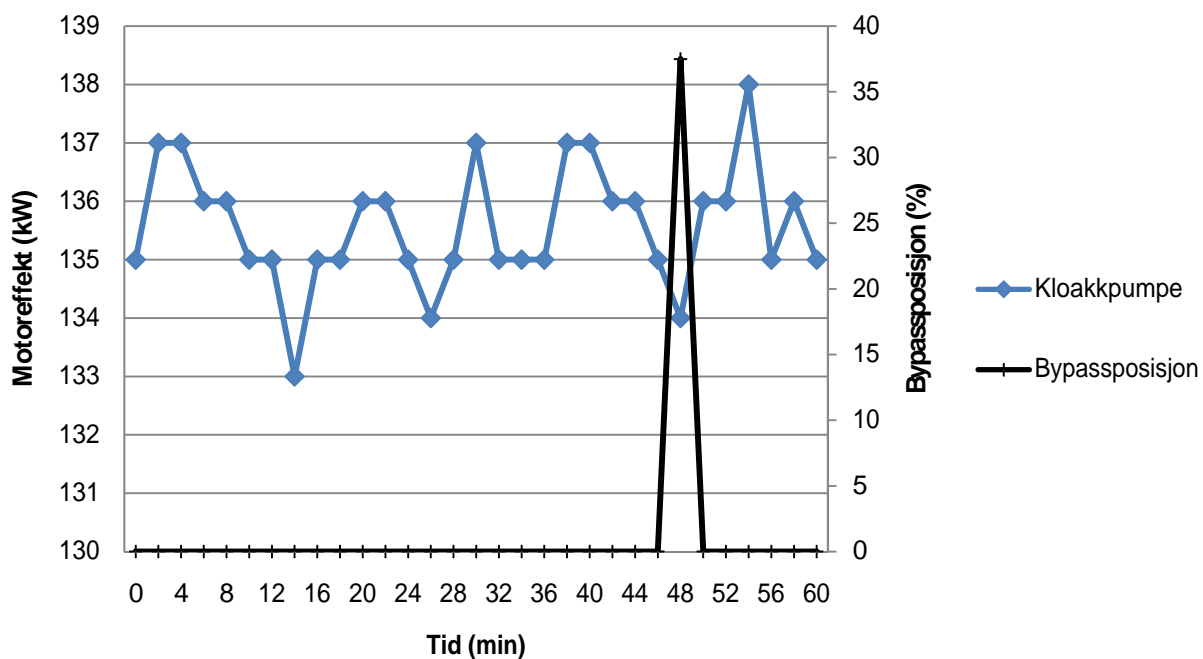
Foulingfaktor og bypassposisjon for 11.02.08, 02.00 – 03.00



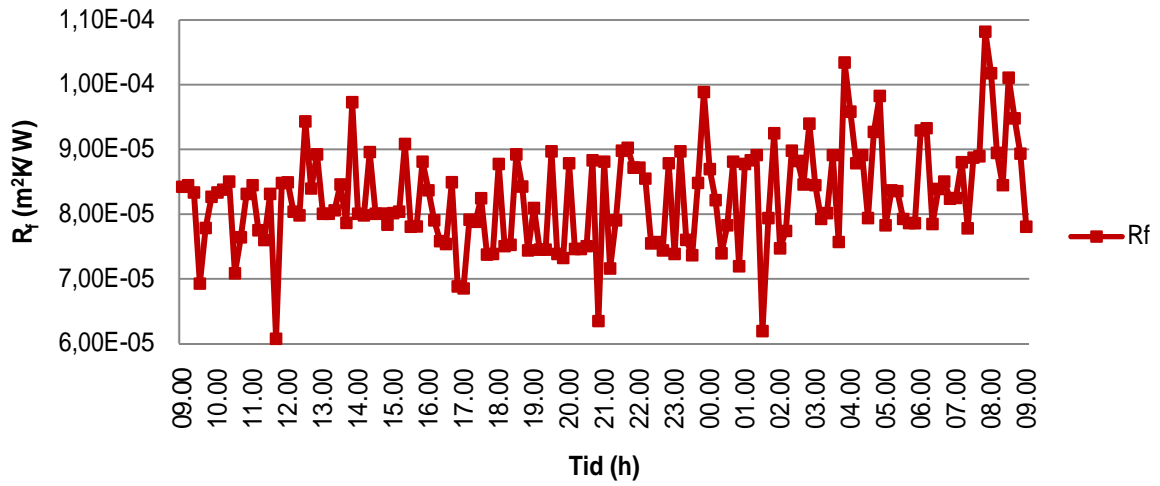
Motoreffekt til kloakkpumpen og bypassposisjon for 10.02.08, 09.00 – 10.00



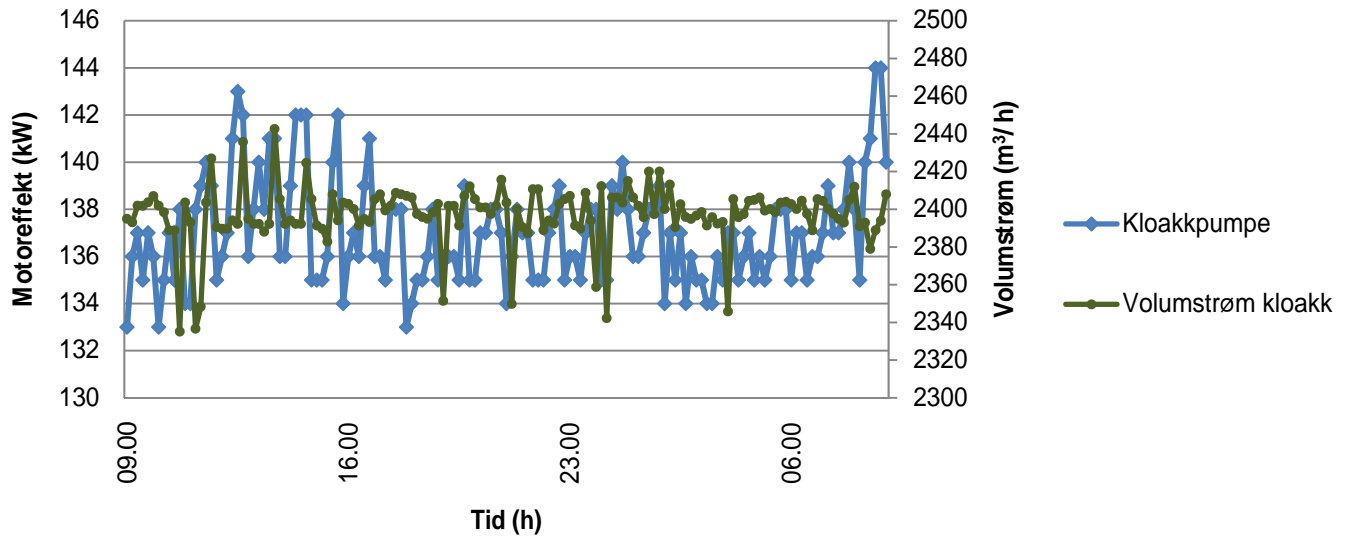
Motoreffekt til kloakkpumpen og bypassposisjon for 10.02.08, 15.00 – 16.00



Motoreffekt til kloakkpumpen og bypassposisjon for 11.02.08, 02.00 – 03.00

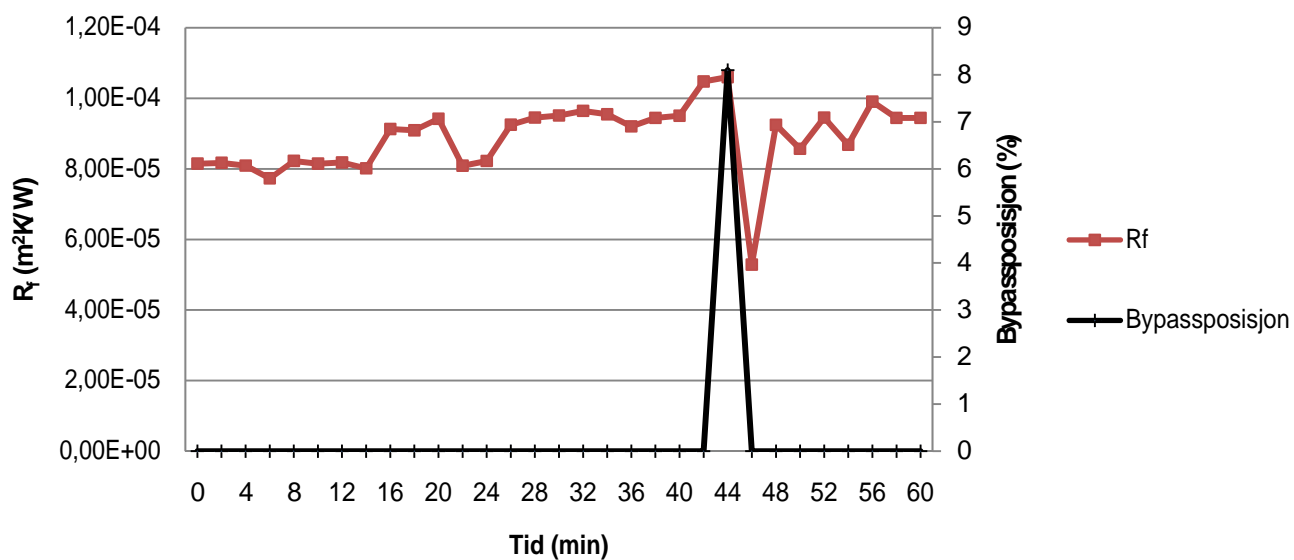


Foulingfaktor for 10.02.08 – 11.02.08

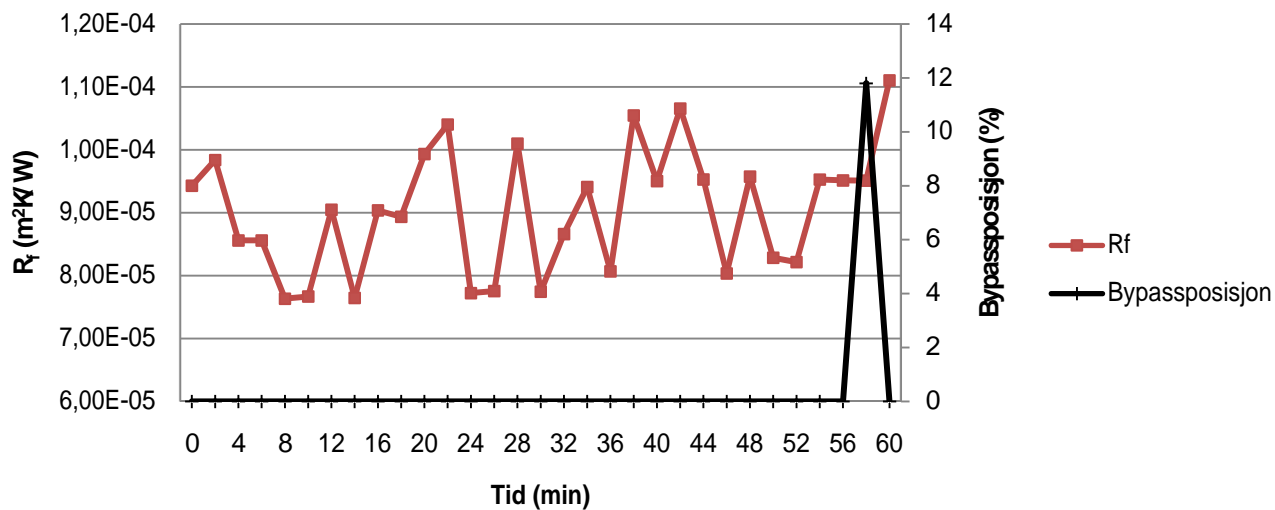


Motoreffekt til kloakkpumpe og volumstrøm kloakkvann for 10.02.08 – 11.02.08

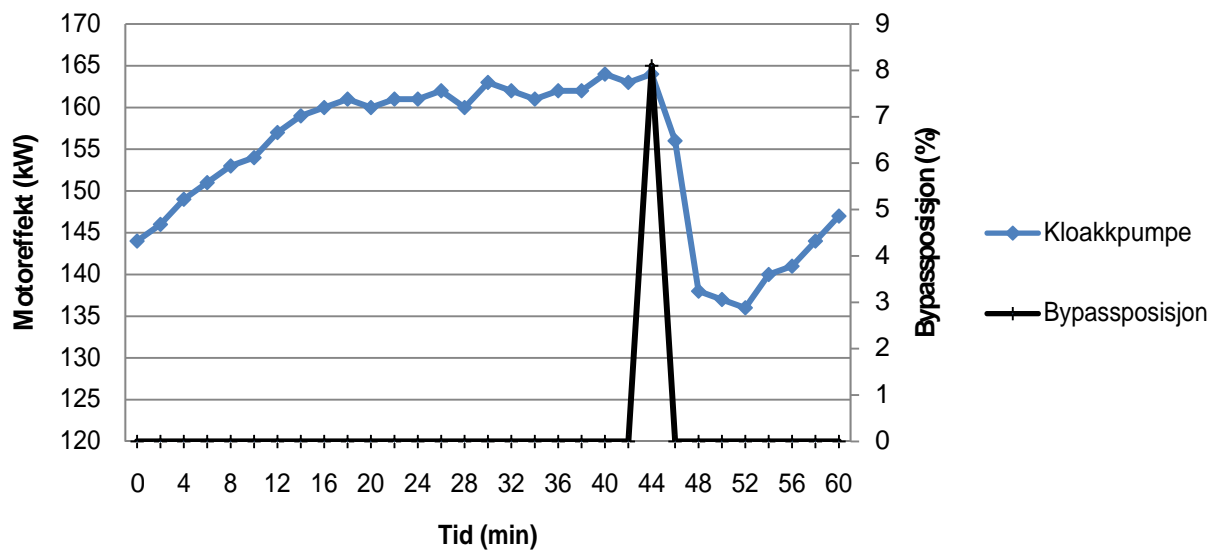
Måledata for 06.03.2008 – 07.03.2008



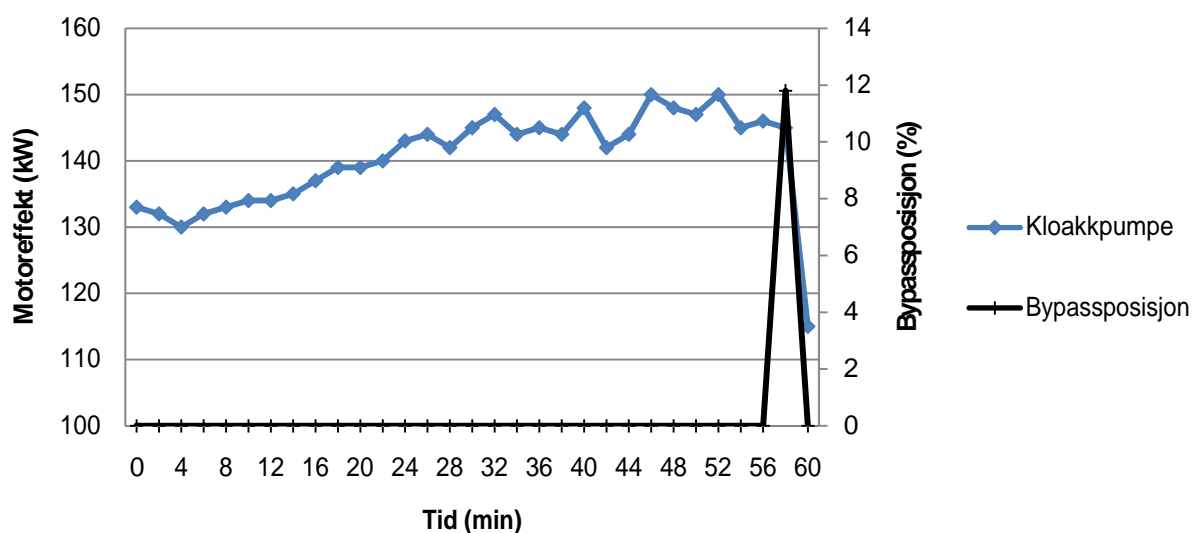
Foulingfaktor og bypassposisjon for 06.03.08, 09.00 – 10.00



Foulingfaktor og bypassposisjon for 07.03.08, 02.00 – 03.00



Motoreffekt til kloakkpumpen og bypassposisjon for 06.03.08, 09.00 – 10.00



Motoreffekt til kloakkpumpen og bypassposisjon for 07.03.08, 02.00 – 03.00