
Driftoptimering af gradervandsanlæg

Bachelorprojekt



Udarbejdet i samarbejde med:

Engineering Support, Novozymes A/S, Bagsværd

Af:

Magnus Christensen og Mikkel Oslev

Ved:

Københavns Maskinmesterskole og Elinstallatørskole

14.12.2009

Forord

Dette bachelorprojekt er udarbejdet i forbindelse med afslutningen af Maskinmesteruddannelsen på Københavns Maskinmester- og Elinstallatørskole, december 2009. Projektet er udarbejdet i samarbejde med afdelingen Engineering Support på Novozymes A/S i Bagsværd og har til formål at danne grundlag for den mundtlige eksamination, den 12. Januar 2010.

I forbindelse med udarbejdelsen af denne rapport har flere personer været behjælpelige med vejledning, oplysninger, udstyr og data, hvor det har været nødvendigt. Derfor rettes en særlig tak til:

Virksomhedsvejleder: Birger Agerup Nielsen, Maskiningeniør, Novozymes A/S, Bagsværd.
Projektvejleder: Henrik Andersen, Lektor, Københavns Maskinmester- og Elinstallatørskole.
Bjarne Thomsen, Service Manager, Vestas Aircoil.

Ligeledes tak til:

Peter Schneider, Civilingeniør, Teknologisk Institut.

Søren Svensson, Tekniker, Novozymes A/S, Kalundborg.

Afdelingerne Engineering Support og Technical Support Group, Novozymes A/S, Bagsværd.

Københavns Maskinmester- og Elinstallatørskole.

Mikkel Aare Oslev

Magnus Christensen

Resumé

Dette bachelorprojekt omhandler gradervandsanlægget i bygning 03A på Novozymes A/S i Bagsværd. Grundet en primitiv og forældet styring, vurderer man at anlæggets energieffektivitet er ringe, hvorfor det i projektet undersøges hvilke parametre der har indflydelse på driften for anlægget, samt hvorledes disse parametre kan reguleres, for at optimere den nuværende drift. Ved hjælp af egne og eksternt fremstillede måledata, samt eksisterende teori udarbejdes der modeller og tendenser for anlæggets forskellige komponenter og driftstilstande.

Projektet indledes med en undersøgelse af gradervandsanlæggets energieffektivitet kontra isvandsanlæggets energieffektivitet, hvor det konkluderes at man til enhver tid bør stræbe efter at gradervandsanlægget aftager kølebelastningen. Herefter tages der udgangspunkt i anlæggets tre bestanddele; Køletårne, varmeveksler og vandreservoir, der vurderes ud fra den nuværende drift samt et evt. fremtidigt design. I disse afsnit konkluderes det er der er mulighed for optimering af mange af anlæggets komponenter, parametre og forskellige styringer.

Indholdsfortegnelse

Forord.....	2
Resumé.....	3
Indholdsfortegnelse.....	4
Henvisninger.....	6
Indledning.....	8
Problemformulering.....	8
1 Undersøgelhedsdesign.....	9
1.1 Flow.....	10
1.1.1 Flow, køletårne.....	10
1.1.2 Flow, forbrugspumper.....	11
1.2 Temperatur.....	12
1.3 Måledata.....	12
2 Anlægsbeskrivelse.....	13
2.1 Gradervandssystemet.....	13
2.2 Isvandssystemet.....	14
2.3 Tankregulering.....	15
3 Energieffektivitet.....	16
3.1 Energiforbrug.....	18
3.2 COP-faktor.....	20
3.3 Delkonklusion.....	21
4 Varmeveksleren.....	22
4.1 Varmetransmission.....	22
4.2 Flowændringer.....	23
4.3 Temperaturændringer.....	26
4.4 Målinger og resultater.....	27
4.5 Analyse.....	28
4.6 Delkonklusion.....	31
5 Køletårne.....	32
5.1 Masse- og varmetransmissioner.....	32

5.2	Energibalance	34
5.3	Målinger og resultater	36
5.4	Analyse	38
5.5	Delkonklusion	41
6	Vandreservoir	42
6.1	Vandbehandlingens parametre	42
6.1.1	pH	42
6.1.2	Temperatur	43
6.1.3	Ledningsevne	45
6.2	Forebyggelse af uønskede forekomster	46
6.2.1	Korrosion	46
6.2.2	Mineralsk fouling	46
6.2.3	Mikrobiologisk fouling	47
6.2.4	Legionella	48
6.3	Delkonklusion	49
8	Konklusion	50
9	Kildeliste	51

Henvisninger

Figurer

Figur 1.1	10
Figur 2.1	13
Figur 2.2	15
Figur 3.1	16
Figur 3.2	17
Figur 4.1	24
Figur 4.2	28
Figur 4.3	29
Figur 4.4	30
Figur 4.5	31
Figur 5.1	34
Figur 5.2	35
Figur 5.3	37
Figur 5.4	38
Figur 5.5	39
Figur 5.6	40
Figur 5.7	41
Figur 6.1	43
Figur 6.2	44
Figur 6.3	46

Tabeller

Tabel 1.1	10
Tabel 1.2	12
Tabel 3.1	18
Tabel 3.2	19
Tabel 3.3	19
Tabel 3.4	19
Tabel 4.1	27
Tabel 4.2	27

Bilag

Pumpekarakteristik, ren forbrugspumpe	Bilag 1
Pumpekarakteristik, uren forbrugspumpe	Bilag 2
Anlægstegning	Bilag 3
Data for kølemaskiner	Bilag 4
COP-faktor for Kølemaskiner	Bilag 5
Data for varmeveksler	Bilag 6
Datablad for køletårne	Bilag 7
Køletårnenes tilstandsrapport	Bilag 8

Indhold CD

Måledata for veksler	File 1.1
Måledata for køletårne	File 1.2
DMI data	File 2
Driftstilstande	File 3

Indledning

Bygning 03A huser afdelingen Fermentation Pilot Plant, FPP, en forsøgsafdeling hvis formål er at udvikle, optimere og opskalere gæringer af forskellige svampe- og bakteriekulturer, som er grundlaget for enzymproduktion. Forsøgsanlægget består af ca. 40 tanke, hvoraf 19 bruges til gæring. Disse gæringstanke er udstyret med køle-/varmekapper, hvis temperatur reguleres med hhv. damp, isvand og gradervand, mens de øvrige tanke kun reguleres med damp og gradervand.

Gradervandet benyttes ligeledes i mange andre processer rundt om i bygningen, bl.a. kondensering af damp hvor det er ønsket.

Isvandet leveres og køles af et Sabroe/York køleanlæg fra 2003. Anlæggets ydelse varierer alt efter behovet og opretholder samtidig en isvandstemperatur på ca. 6 °C.

Gradervandet køles efter en setpunktstemperatur på 16 °C af tre køletårne fra 1984, placeret på bygningens tag. Køletårnenes vandreservoir og tilhørende pumper er placeret i kælderen, hvorfra gradervandet også distribueres videre til forbrugerne.

Problemformulering

Gradervandsanlægget formodes at generere et stort energiforbrug, grundet en primitiv styring uden hensyntagen til aktuelle driftsparametre og drives derfor uhensigtsmæssigt i forhold til anlæggets funktions- og driftsmæssige betingelser.

Ydermere synes anlægget ikke at anvende dets fulde potentiale. Dette er problematisk da belastningen, når gradervandsanlæggets ydelse bliver utilstrækkelig, overtages af de, antageligt, mindre energieffektive isvandsmaskiner, hvis energiforbrug dog endnu er ukendt.

Energiforbruget er, som i mange andre anlæg, den største driftsomkostning og en reduktion af energiforbruget vil derfor medføre en direkte økonomisk gevinst.

På baggrund af disse iagttagelser og den daglige ledelses ønske om generelle driftoptimeringer, finder vi det interessant og udfordrende at undersøge anlæggets driftsparametre, for at belyse de faktorer der har indflydelse herpå. Ligeledes ønskes energieffektiviteten for gradervands- og isvandsanlægget bestemt, for i fremtiden at kunne vurdere rentabiliteten i driften af disse.

Med udgangspunkt i en generel driftoptimering, ønskes følgende spørgsmål besvaret:

- Hvilke parametre har indflydelse på driften for anlægget og hvorledes skal disse reguleres for at optimere det nuværende driftspunkt?
- Hvilket af anlæggene, gradervands- og isvandsanlægget, er mest energieffektivt?

1 Undersøgelsesdesign

I projektet forsøges det, så vidt det er muligt, at foretage dynamiske undersøgelser og dermed belyse aktuelle driftsværdier og tendenser over tid, for at tilgodese de variationer der evt. måtte forekomme. Enkelte steder er målinger foretaget som øjebliksværdier, da den fysiske størrelse er konstant eller måleudstyret ikke har haft kapacitet til variable målinger. I alle andre tilfælde er måledata blevet logget på en papirløs skriver.

Grundet diversiteten i anlæggets komponenter, findes det mest relevant at indsamle måledata fra alle disse og således ignorere det faktum at visse komponenter er ens, for at tilgodese variationer i komponenternes tilstand.

Der anvendes samme målemetoder til ens målinger, uanset om der er installeret udstyr til visning af de ønskede fysiske størrelser, for at opnå så ensartede målinger som muligt.

For at undersøge køletårnenes drift og for at belyse evt. driftsforskelle, køletårnene imellem, måles deres individuelle volumenflow og temperatur på hhv. til- og afgangssiden. Alle flow måles som øjebliksværdier og alle temperaturer logges over tid, med en papirløs skriver. De målte værdier sammenholdes med data for de lokale vejrforhold fra samme måleperiode; temperatur, wet-bulb temperatur¹ og luftfugtighed, for på denne måde at finde køletårnenes energibalance og bedste driftspunkt.

For at undersøge vekslerens drift og for at få et overblik over hele gradervandsanlæggets energibalance, hvor vekslerens to sider udgør hhv. en ydelse og et forbrug, bestemmes volumenflowet og temperatur på til- og afgang af både primær- og sekundærsiden.

På sekundærsiden, er volumenflowet variabelt, hvorfor det kan beregnes ud fra sammenhængen mellem pumpekurve, driftsfrekvens og tryk.

På primærsiden, er volumenflowet ligeledes variabelt, men det er her ikke muligt, grundet kapacitetsproblemer ved måleudstyret, at beregne volumenflowet på samme måde som for sekundærsiden. Ud fra en energibalance, der tager udgangspunkt i temperaturmålinger over veksleren, beregnes det variable flow. Alle temperaturmålinger logges over tid, med en papirløs skriver.

For at bestemme gradervandsanlæggets årlige energiforbrug, beregnes først effekten af alle elektriske komponenter, ud fra målinger af strøm, spænding og effektfaktor. Ud fra oplysninger om anlæggets overordnede og komponenternes individuelle styring, samt oplysninger om data for lokale vejrforhold, ét år tilbage fra undersøgelsens start, bestemmes anlæggets historiske driftstilstand og det årlige energiforbrug kan hermed beregnes.

¹ Herefter WBT.

For at undersøge om gradervandets beskaffenhed er optimalt i forhold til drift og vedligeholdelse af anlægget og for at kortlægge vandets påvirkning af sikkerhed og miljø, analyseres vandbehandlingen. Ud fra foreliggende målinger af pH og temperatur samt oplysninger om inhibitorindhold sammenlignes vandkvaliteten med de betingelser der er for anlægget.

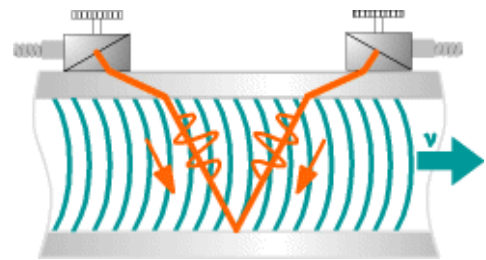
1.1 Flow

For at bestemme gradervandssystemets forskellige volumenflow, er der blevet anvendt forskellige undersøgelsesmetoder, herunder redegøres der for metodernes design, teori og usikkerheder.

1.1.1 Flow, køletårne

Vandflowet til køletårnene leveres af køletårnspumperne og fordeler sig på tre rør, ét til hvert køletårn. For at minimere risikoen for usikkerheder ved måleresultaterne og for ligeledes at belyse evt. afvigelser, målte de separate volumenstrømme til hvert køletårn.

Til målingen anvendtes en såkaldt "clamp on" flowmåler, til fastspænding på ydersiden af røret, på denne måde undgår man at skulle forstyrre processen. Flowmåleren består af to



Figur 1.1.

transducere der placeres overfor hinanden på siden af røret og altså ikke som på tegningen ovenfor. Dette gøres for at sikre at det er ren væske man måler på, såfremt røret ikke er væskefyldt. På transducerens kontaktflader påføres en "akustisk gel", for at minimere de akustiske tab til luften. Transducerne sender herefter en puls af ultralyd gennem mediet, både med- og modstrøms og virker altså skiftevis som afsender og modtager af det akustiske signal. Ved hjælp af oplysninger om afstanden mellem transducerne, rørets: ydre diameter, godstykkelse, materiale, isolering og ruhed, samt mediets viskositet, densitet og temperatur, kan flowmåleren hermed bestemme det aktuelle volumenflow gennem røret. Af nedenstående skema ses de målte volumenstrømme til køletårnene med hhv. én og to køletårnspumper i drift.

Antal pumper i drift	P10 [m ³ /h]	P11 [m ³ /h]	P12 [m ³ /h]
1	75,5	75	75
2	138,5	135	137

Tabel 1.1

Som det fremgår af det forrige, er denne målemetode og dermed volumenflowet afhængig mange forskellige forhold, heriblandt flere tabelværdier, hvorfor der synes at være en del potentielle fejlkilder. Trods dette, er den subjektive vurdering af resultaterne at man ved beregning eller anvendelse af andre målemetoder, højst sandsynligt ikke kommer meget tættere på end værdierne i ovenstående skema og derfor er disse tilstrækkelige i den anvendte sammenhæng.

1.1.2 Flow, forbrugspumper

For at foretage en vurdering af energiforbruget som følge af vekslerens driftstilstand, er det nødvendigt at bestemme flowet og dermed den optagede effekt for begge forbrugspumper, som er frekvensregulerede.

Pumpens virkningsgrad i forskellige belastninger er kendt fra pumpeleverandørens datablad, se bilag 1 og 2, mens motorens virkningsgrad derimod er ukendt. Betragtes motorens virkningsgrad som forholdet mellem den, til frekvensomformerens, tilførte effekt og den, på motorens aksel, afgivende, vil denne være afhængig af motorens egen virkningsgrad, frekvensomformerens eget forbrug og det fald der generelt forekommer i virkningsgraden ved frekvensregulering. Da disse virkningsgrader ikke er tilgængelige, benyttes derfor en virkningsgrad på 0,85, der er estimeret ud fra et empirisk grundlag.

For at bestemme flowet igennem vekslerens rene side, benyttes affinitetsligningerne herunder og pumpens karakteristik.

$$\frac{\dot{V}}{\dot{V}_n} = \frac{n}{n_n} \quad [1.1] \quad \frac{p}{p_n} = \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 \quad [1.2] \quad \frac{f}{f_n} = \frac{n}{n_n} \quad [1.3]$$

Pumpekarakteristikkerne for de registrerede frekvenser kan herved optegnes og flowet aflæses ved det dertilhørende tryk.

For at finde flowet for alle driftstilstandene i måleperioden, opstilles en regnemodel i Excel, med udgangspunkt i affinitetsligningerne og pumpekarakteristikken.

Pumpens tilførte akseffekt findes ligeledes ved opstilling af en regnemodel ud fra effekt karakteristikkene, som også fremgår af bilag 1 og 2. Ud fra den fastsatte motorvirkningsgrad kan den optagede elektriske effekt herefter bestemmes.

Flowet på vekslerens primærside kan bestemmes ved en energibalance, hvor flowet for den rene side og alle temperaturer er kendt. For efterfølgende at bestemme akseffekten ved det aktuelle flow, er det nødvendigt først at bestemme anlægskarakteristikken. Anlægskarakteristikken for denne kreds er tilnærmelsesvis konstant, da der her ikke sker nogle aktive ændringer i anlægsmodstanden.

Ved øjebliksmålinger foretaget for pumpens flow og frekvens, kan trykket aflæses på pumpekarakteristikken, hvoraf kredsens anlægskonstant, K , beregnes af formel [1.4].

$$p = k \cdot \dot{V}^2 \quad [1.4]$$

Øjeblikmålingerne er fortaget ved det laveste og det højeste flow som pumpen leverer.

Beregning af anlægskonstant				
Måling	Flow [m ³ /h]	f [Hz]	Tryk [bar]	K
1	218	47,5	1,51	3,22E-05
2	87,8	18,8	0,24	3,08E-05
Gennemsnit				3,15E-05

Tabel 1.2

Ved denne anlægskonstant opstilles ligeledes en model i kombination med pumpekarakteristikken og affinitetsligningerne, hvorved frekvensen ved det pågældende flow kan findes.

Akseleffekten aflæses nu af effektkarakteristikken og motorens optagede elektriske effekt beregnes ud fra den fastsatte motorvirkningsgrad.

1.2 Temperatur

For at måle de temperaturer som hersker i gradervandsanlægget anvendes flere Pt-100 følere, som monteres uden på rørene med en termisk pasta, for at hæve målenøjagtigheden. Temperaturerne blev herefter logget på en papirløs skriver. Denne målemetode anvendtes for temperaturer i køletårne og veksler.

Erfaringsmæssigt er usikkerhederne ved en sådan måling forholdsvis små og giver derfor ikke anledning til bekymring i forhold til målenøjagtigheden.

1.3 Måledata

Alle måledata fremgår af File 1.1 og 1.2.

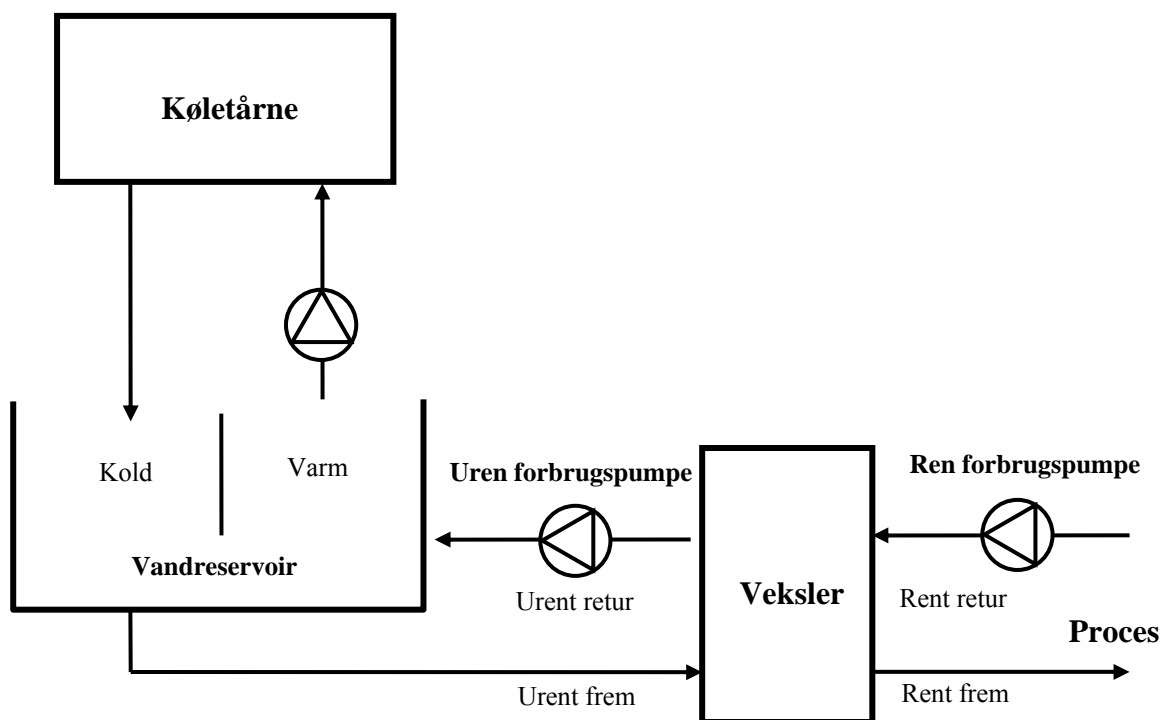
2 Anlægsbeskrivelse

2.1 Gradervandssystemet²

Gradervandet leveres af et køletårnsanlæg bestående af tre fordampningskøletårne. Disse køletårne har til opgave konstant at køle vandet i et vandreservoir, opdelt i en kold og en varm sektion, indeholdende behandlet og filtreret vand. Vandet cirkulerer således fra reservoirets varme sektion, gennem køletårnene og retur til den kolde sektion. Fra reservoirets kolde sektion ledes gradervandet igennem en varmevekslers primærside og retur til den varme sektion.

Gradervandssystemets varmeveksler har en meget central rolle, nemlig at opdele det såkaldte ”rene” og ”urene” gradervand. Det urene gradervand defineres således som det der tilhører køletårnene og vekslerens primærside og det rene som det der tilhører vekslerens sekundærside og tankene i gæringshallen. Denne opdeling blev foretaget i 2003 pga. kvalitets-, sikkerheds- og miljømæssige hensyn og sikrer, i tilfælde af et GMO-udslip³ fra tankene til det rene gradervand, at dette ikke ledes til køletårnene og dermed til det fri. Omvendt sikrer opdelingen ligeledes at der, i tilfælde af utætheder, ikke ledes organismer fra udeluften til tankene og på denne måde inficerer de igangværende og ofte følsomme gæringer.

På vekslerens sekundærside, gradervandets rene side, forholder det sig således at vandet pumpes fra et vandreservoir, gennem veksleren, ud på gæringstankenes kølekapper og retur til vandreservoir.



Figur 2.1

² Til dette afsnit se bilag 3 og Figur 2.1

³ GMO: Genmodificerede organismer.

2.2 Isvandssystemet

Isvandets køles af et ammoniak-køleanlæg bestående af to kompressorer, hvoraf den ene el-motor er frekvensreguleret. Anlægget optager i sin fordamper effekt fra et sekundært kølemiddel, som er behandlet vand også kaldet "isvand" og afgiver i sin kondensator effekt til en gradervandssløjfe, mere herom senere. Fra vandsiden af fordamperen distribueres vandet videre til et vandreservoirs kolde sektion hvorfra det pumpes til de forskellige forbrugere, fordelt på fire pumper. Udover gærringstankene anvendes isvand til mange andre formål fordelt i hele bygningen, bl.a. til køling af ventilation og diverse kondenseringsopgaver. Når isvand kommer retur fra gærringstanke og øvrige forbrugere, ledes det til det førnævnte vandreservoirs varme sektion. Fra den varme sektion pumpes isvand gennem køleanlæggets fordamper og cyklussen fortsætter.

Gradervandsanlægget og isvandsanlægget er energimæssigt forbundet via køleanlæggets fordamper og kondensator. Dvs. at den effekt kølemidlet optager i fordamperen, samt den effekt der bliver tilført i kompressoren, afgives i kondensatoren. Som før nævnt afgiver kølemidlet sin effekt til en gradervandssløjfe gennem kondensatoren. Denne gradervandssløjfe kan forsynes to steder fra, nemlig fra det urene gradervandsreservoir eller et gradervandsreservoir placeret i nabobygningen. I begge tilfælde pumpes gradervandet fra reservoirets kolde sektion gennem kondensatoren og retur til reservoirets varme sektion. Til daglig forsynes denne gradervandssløjfe fra nabobygningen fordi det i sin tid, da anlægget blev projekteret, blev vurderet at gradervandsanlægget i 03A ikke også kunne aftage denne belastning.

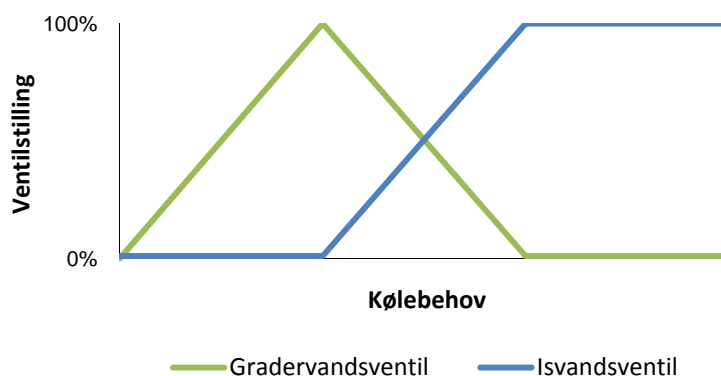
2.3 Tankregulering

Grader- og isvandsanlæggets formål er at køle de batche⁴ der kører i tankene i gæringshallen. Medierne ledes gennem kølekapperne på tankene hvorved varmeenergien fra tanken vandrer ud i kølemediet. Mængden af kølemediet reguleres via to on/off ventiler, én for gradervand og én for isvand og styres efter et setpunkt for batchens temperatur. Når de to medier ledes gennem kølekappen blandes de og ledes derefter ud af samme afgang og fordeles i hvert sit reservoir.

Styringen registrerer temperaturen for indgangen af både grader- og isvandet, men også det fælles udløb samt temperaturen i tanken. Ud fra disse beregnes, ved hjælp af en avanceret beregningsmodel, den køleeffekt det er nødvendigt at tilføre batchen og dermed den mængde grader- og isvand der skal løbe igennem. Mængden beregnes som en procentsats af et tidsinterval, hvormed ventilerne skal være åbne. Tidsintervallet er altid 20 sekunder, hvor styringen f.eks. kunne bede gradervandsventilen om at være åben i 70 % af 20 sekunder og isvandsventilen om at være lukket. Isvandsventilen åbner først når gradervandsventilen er 100 % åben og når der ikke er den nødvendige køleeffekt tilstede ved gradevandet.

Mængden af kølemedie gennem kølekappen er begrænset, svarende til mængden ved en åben ventil, hvilket betyder at gradervandsventilen må lukke for at isvandsventilen kan åbne. Et eksempel herpå kunne være at gradervandsventilen er 85 % åben og isvandsventilen 15 % åben. Ventilerne er dog aldrig åbne på samme tid.

Ved denne styring betyder det at forbruget af gradervand vil stige med kølebehovet, men kun til en hvis grænse, da isvandet herefter, lidt efter lidt, vil tage over.



Figur 2.2

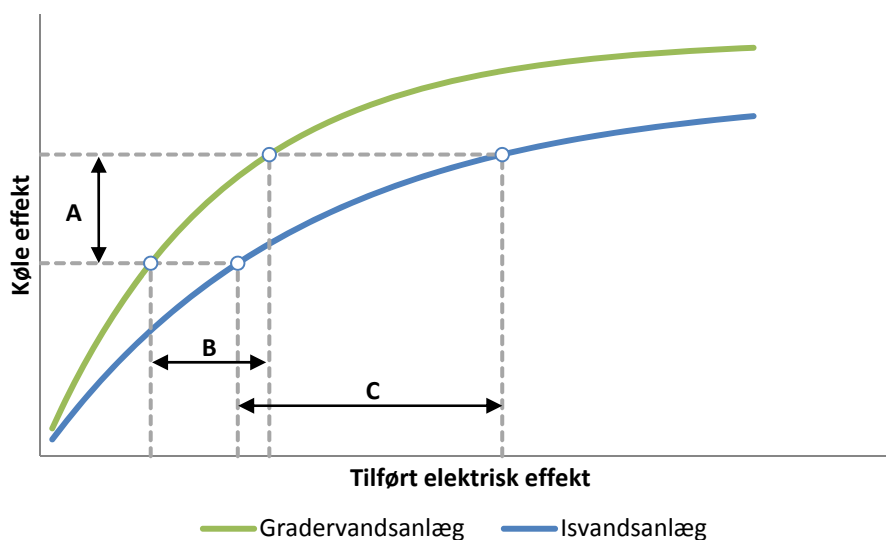
⁴ Batch: Gærring.

Kurvens forløb og dermed COP-faktoren er afhængig af forskellige forhold som tilstandsværdier, vejrforhold og anlæggets øvrige beskaffenhed.

For at bringe driftspunktet A mod punktet C, er det ikke nok at sænke den tilførte effekt for en enkelt anlægskomponent. Forestiller man sig f.eks. at man sænkede køletårspumpernes tilførte effekt til nul, ville køleeffekten naturligvis også falde til nul, mens de øvrige anlægskomponenter forsat ville være i drift og stadig optage effekt. Det handler derfor om at finde en balance mellem komponenternes tilførte effekt, sådan at vandringen mod punktet C, foregår så vandret som muligt.

Såfremt den tilførte effekts fulde potentiale bliver udnyttet og der samtidig sker en stigning i kølebehovet, er det ikke altid rentabelt at gradervandsanlægget også aftager denne yderligere belastning. Hvis den nødvendige ekstra tilførte effekt til gradervandssystemet er større end den for isvandssystemet, for at opnå samme stigning i køleeffekten, vil det være mere rentabelt at lade isvandssystemet aftage belastningen. Man skal derfor kigge på hvilket af anlæggene der har den laveste specifikke COP-faktor, altså ved ændringens aktuelle driftspunkt.

Ved at betragte den infinitesimale ændring, kan den specifikke COP-faktor udtrykkes af kurvens hældning, se Figur 3.2. I dette eksempel ses det hvordan en ændring i kølebehovet, A, skaber to forskellige hældninger der hver især repræsenterer en stigning i tilført effekt for hhv. gradervandsanlægget, B og isvandsanlægget, C. Hældningen på de rette linjer udtrykker hermed ændringens specifikke COP-faktor, hvorfor den i dette, tænkte eksempel, er bedst for gradervandsanlægget.



Figur 3.2

At bestemme kurvens forløb, dens hældning og dermed en ændrings specifikke COP-faktor, anses som værende næsten umuligt, grundet de variationer som ligeledes udgjorde usikkerhederne i Figur 3.1. Det er derfor kun muligt at betragte anlæggenes totale COP-faktor, hvorfor vi skal bruge gradervandsanlæggets totale energiforbrug og sammenholde det med isvandsanlæggets allerede kendte.

3.1 Energiforbrug

For at bestemme gradervandssystemets samlede energiforbrug, er der blevet anvendt forskellige undersøgelsesmetoder, herunder redegøres der for metodernes design, teori og usikkerheder.

Det samlede energiforbrug afhænger i høj grad af hvilke driftstilstande anlægget kører i. Flere af energiforbrugernes driftstilstande styres af både gradervandstemperaturen og efter vejrforholdene og er opdelt i forskellige trin. Grundet sammenhængen mellem udetemperatur og forbrugernes driftstilstand samt mangelfuld viden om driftshistorikken for anlægget, syntes det relevant at indhente data om vejrforholdene ét år tilbage, for på denne måde at bestemme driftstilstandene og dermed bestemme et årligt energiforbrug. Disse vejrdata, leveret af Danmarks Metrologiske Institut, stammer fra målestationen Sjælsmark og indeholder informationer om værdier af temperatur, relativ luftugtighed og WBT for hver time fra den 15.10.08 kl. 12:00 – 16.10.09 kl. 03:00, disse data fremgår af File 2.

Køletårnenes ventilatorer har fire forskellige driftstilstande; Lav hastighed frem, høj hastighed frem, lav hastighed reverseret og høj hastighed reverseret og dermed også fire forskellige effektforbrug. Ved manuelt at tvinge ventilatorerne til at køre i de forskellige situationer, kunne både fasestrømme, spændinger og effektfaktorer herefter måles for hver af ventilatorerne ved hjælp af et tangamperemeter med effektmåler. Med disse data kunne effekten herefter bestemmes ved hjælp af formlen:

$$P = U \cdot (I_{L1} + I_{L2} + I_{L3}) \cdot \cos \varphi \quad [3.1]$$

Herefter blev ventilatorernes driftstimer bestemt ved at sammenholde vejrdataene med betingelserne for de forskellige driftstilstande, for herved at finde ud af hvor stor en andel, af det årlige antal driftstimer, de forskellige effekter repræsenterede. Anlæggets driftstilstande ses af File 3.

Af skemaet nedenfor fremgår gennemsnittet af de målte effekter, driftstimerne og et samlet årligt energiforbrug for alle tre køletårne.

Ventilatorer på køletårne	Normal drift		Reversibel drift	
	Lav	Høj	Lav	Høj
Effekt (gennemsnit) [kW]	4,05	10,87	3,00	9,08
Driftstimer	11.075	12.175	1.187	854
Årligt effektforbrug [kWh]	44.891	132.302	3.559	7.751
Effektforbrug i alt [kWh]	188.503			

Tabel 3.1

Køletårnspumperne har tre forskellige driftstilstande; Ingen, én eller to pumper i drift, tilsammen altså tre forskellige effektforbrug. Da pumperne er on/off-regulerede, skulle der i dette tilfælde ikke tages højde for evt. driftstilstande ved målingerne. Målinger, effektberegning og bestemmelse af

driftstimer udførtes som for ventilatorerne. Af skemaet nedenfor fremgår igen gennemsnittet af de målte effekter, driftstimerne og et samlet årligt energiforbrug for begge køletårnspumper.

Tårnpumper	
Effekt (gennemsnit) [kW]	16,74
Driftstimer i alt	16.884
Årligt effektforsøg [kWh]	282.638

Tabel 3.2

Af skemaet nedenfor fremgår de målte effekter, driftstimerne og det årlige energiforbrug for hver af forbrugspumperne, ren/uren.

Forbrugspumper	Ren	Uren
Effekt (gennemsnit) [kW]	4,15	6,26
Driftstimer i alt	8760	8760
Årligt effektforsøg [kWh]	36.340	54.869

Tabel 3.3

Begge filterpumper kører med konstant omdrejningstal og dermed konstant energiforbrug. Pumperne kører hele året rundt, kun afbrudt af de årlige fabriksnedluk, sommer og vinter, samt ved tilstopning af filteret. Der er i effektberegningerne ikke taget højde for den tid pumperne ikke kører mens filteret er tilstoppet. Målinger og effektberegning udførtes som for ventilatorerne. Af skemaet nedenfor fremgår de målte effekter, driftstimerne og det årlige energiforbrug for hver af filterpumperne.

Filterpumper	Ren	Uren
Effekt [kW]	0,562	1,58
Driftstimer	8760	8760
Årligt effektforsøg [kWh]	4923,12	13840,8

Tabel 3.4

Driftstilstandene er bl.a. afhængige af vejrforholdene, hvorfor det billede disse undersøgelser har tegnet af tendensen i driftstimer og dermed energiforbruget, kun gælder for forbruget fra den 15.10.08 kl. 12:00 – 16.10.09 kl. 03:00, idet vejrforholdene er forskellige fra år til år. Ligeledes skal der samtidig tages højde for udviklinger i vejrforholdene over tid, lokalt som globalt, her tænkes der især på global opvarmning og den dertil hørende øgede fordampning fra havene, som i de seneste år har optaget mange klimaforskere og som er essentielt for køletårnets princip.

3.2 COP-faktor

Det er ofte til diskussion hvorledes COP-faktoren skal beregnes. Nogle mener at der er flere måder at beregne den på og medtager derfor ofte ikke anlæggets virkningsgrader for at opnå en højere, pænere, værdi. COP-faktoren skal således altid understøttes af hvilket specifikt forhold der er tale om, så det tydeligt fremgår hvad resultatet repræsenterer. I beregningerne nedenfor er kun én af metoderne dog medtaget idet interessen og relevansen er størst i forhold til det totale forbrug, virkningsgraden er altså medtaget. Virkningsgraden for elmotoren på kølekompressorerne er sat til 0,85, da det ikke har været muligt at få oplyst en samlet virkningsgrad.

- Af vores undersøgelser på gradervandsanlægget har vi:

Den afgivede effekt fremgår af File 1, mens den tilførte er summen af ovenstående effektforbrug.

$$COP_{\text{gradervandsanlæg}} = \frac{\text{Afgivet effekt [kWh]}}{\text{Tilført effekt [kWh]}} = \frac{340 \cdot 8760}{620.000} = \underline{\underline{4,80}}$$

$$\text{Pris pr. produceret kWh} = \frac{\text{kWh pris}}{COP} = \frac{0,693}{4,80} = \underline{\underline{0,144 [kr.]}}$$

- Af oplysninger fra køleanlæggets datablad, se bilag 4, kan følgende forhold beregnes:

$$COP_{\text{køleanlæg}} = \frac{P_{\text{kap}} [kW]}{P_1 [kW]} = \frac{P_{\text{kap}}}{\left(\frac{P_2}{\eta_{\text{elmotor}}} \right)} = \frac{446}{\left(\frac{90}{0,85} \right)} = \underline{\underline{4,21}}$$

$$\text{Pris pr. produceret kWh} = \frac{\text{kWh pris}}{COP} = \frac{0,693}{4,21} = \underline{\underline{0,165 [kr.]}}$$

Af ovenstående ses det at den totale COP-faktor, energieffektivitet, er højere for gradervandsanlægget end for isvandsanlægget. Det er på denne måde mere økonomisk at lade gradervandet aftage køleeffekten af gæringstankene, i det omfang anlæggets ydelse kan følge med forbruget.

I ovenstående beregninger skal medtages at COP-faktoren er variabel for begge anlæg, hvilket bl.a. ses af bilag 5.

Ydermere skal det medtages i beregningen af COP-faktoren for isvandsmaskinerne, at den er afhængig af flere faktorer end medtaget ovenfor. Som det ligeledes omtales i anlægsbeskrivelsen, aftager nabobygningens gradervandsanlæg den effekt, som isvandsmaskinerne fjerner fra isvandet. Dette kræver nødvendigvis en tilført effekt til anlægget som ligeledes skal lægges til isvandsmaskinernes samlede tilførte effekt og dermed betydeligt vil forringe deres COP-faktor og kun understrege rentabiliteten af gradervandsanlægget.

3.3 Delkonklusion

At finde det ideelle driftspunkt anses som værende næsten umuligt, grundet driftskurvens varierende tilstande. Der er derfor nødvendigt at lave en analyse, for hvilke parametre der er sigende for denne og hvordan der skal reguleres herefter, for at opnå det ideelle driftspunkt.

Grader- og isvandets temperaturniveau har også stor betydning for fordelingen af køleeffekten mellem de to anlæg. Som gradervandsanlægget er nu, holdes der et setpunkt på 16 °C på det rene fremløb. I en driftssituation hvor gradervandsanlægget har ledig kapacitet og der kræves køling af en gæringstank med kølevandstemperaturer på < 16 °C, vil det her være nødvendigt at benytte isvand frem for gradervand. Så længe COP-faktoren for gradervandssystemet ved denne temperatur, ikke er større end den for isvandsystemet, er det rentabelt benytte gradervandssystemet.

Anlæggets regulering skal derfor tilpasses således, at der ved et hvilket som helst kølebehov, kun tilføres den energimængde som er nødvendigt og hvor potentialet udnyttes fuldt ud.

4 Varmeveksleren

Udover at opdele gradervandsanlæggets rene og urene side, spiller veksleren en væsentlig rolle i gradervandets energibalance, termisk som elektrisk. Vekslerens evne til at overføre termisk energi, fra det rene til det urene gradervand, har således indvirkning på vandets temperatur og dermed driftstilstandene for hele anlægget. Som tidligere omtalt har temperaturen også indflydelse på tankreguleringen og dermed den køleeffekt gradervandet skal yde. De forhold der har størst indflydelse på vekslerens drift er temperatur og flow og er derfor vigtige i forhold til analysen af gradervandsanlæggets energiforbrug. En gennemgang af vekslerens driftsbetingelser ved forskellige flow og temperature, vil derfor kunne belyse hvilken driftstilstand der er ideel for veksleren.

Veksleren er en APV⁵ pladeveksler med rustfrie stålplader, hvis dimensioneringsstørrelser ses i bilag 6. Flow og temperatur er her angivet væsentligt højere end for den aktuelle drift, hvilket skyldes at veksleren er udlagt til den maksimale belastning, gæringstankene kan belaste gradervandsanlægget med. Tilstanden på bilaget er dog ikke relevant, da denne situation aldrig vil opstå.

Flow og temperatur reguleres i dag som følger: Flowet på den rene side og dermed det vand som gennemløber gæringstankenes kapper, leveres af den rene forbrugspumpe, styret efter et tryk. Ved et større kølebehov vil trykket falde og pumpen leverer derfor et større flow, for at opretholde samme tryk. Temperaturen for dette gradervand har et setpunkt på 16 °C, som opretholdes af forbrugspumpen på den urene side. Stiger temperaturen, reguleres flowet på den urene side, for at efterleve dette.

4.1 Varmetransmission

I veksleren sker der en varmetransmission mellem det rene og urene gradervand, hvorved det urene bliver varmere og det rene koldere. Varmeenergi vandrer fra varmt til koldt igennem hvilket som helst materiale, hvor materialets varmeovergangstal beskriver dets evne til at transportere energien. Materialet er i dette tilfælde vekslerens plader. Varmeovergangstallet udtrykkes i $W/(m^2 \cdot K)$, hvor et højt varmeovergangstal betyder at den termiske modstand gennem pladerne er stort og omvendt. Derfor ønskes der altid et så højt varmeovergangstal som muligt.

Varmeovergangstallet, α , er afhængig af varmekonduktiviteten, β , som er en materialekonstant der bl.a. afhænger af materialets temperatur. Som det ses af nedenstående formel har pladernes tykkelse, s , også indflydelse på varmeovergangstallet.

$$\alpha = \frac{\beta}{s} \left[\frac{W}{K \cdot m^2} \right] \quad [4.1]$$

Pladernes varmeovergangstal er ikke det eneste der har indflydelse på varmetransmissionen, da det strømmende medie på hver side af pladerne, danner såkaldte varmegrænselag, som yder et væsentligt bidrag. Grænselagets varmeovergangstal varierer af kølemediets stofværdier og

⁵ Producent af varmevekslere.

hastighed, men også af pladevæggens overfladebeskaffenhed og form. Sidstnævnte vil ikke blive omtalt her.

Ud fra de forskellige lag, kan man bestemme vekslersens samlede varmetransmissionskoefficient, U , som beskriver dennes evne til at transportere varme fra sekundær- til primærsiden, rent til urent. Koefficienten for veksleren er som tidligere nævnt variabel, alt efter materialet og kølemediernes tilstande. Af formel [4.2] ses det hvad vekslersens varmetransmissionskoefficient består af. g_1 og g_2 er de varmegrænselag der som tidligere nævnt opstår på hver side af pladen.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{g_1}} + \frac{s}{\beta} + \frac{1}{\alpha_{g_2}} \left[\frac{W}{K \cdot m^2} \right] \quad [4.2]$$

Med tiden afsættes der en belægning af kalk og andre partikler på vekslersens plader, hvilket betyder at varmetransmissionskoefficienten vil falde over tid. Et sådant lag skal adderes i beregningen på samme måde som for varmeovergangstallet for pladerne. Det er i dette tilfælde nødvendigt at kende foulinglagets varmekonduktivitet og tykkelse.

Kigger man på den, gennem veksleren, overførte effekt, forløber den proportionalt med varmetransmissionskoefficienten og middeltemperaturdifferencen, Δt_m , for de to medier på hver side af pladerne, samt arealet, A , af fladen hvorigennem transmissionen foregår.

$$P = U \cdot A \cdot \Delta t_m [kW] \quad [4.3]$$

Yderligere gælder det at den overførte effekt er lig med den, på primærsiden, optagede effekt og den, på sekundærsiden, tilførte effekt.

$$P = \dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 = -\dot{m}_2 \cdot c_2 \cdot \Delta t_2 [kW] \quad [4.4]$$

De centrale størrelser, arealet, middeldifferenstemperaturen og varmetransmissionskoefficienten er således afgørende for vekslersens overførte effekt og ligeledes interessant at belyse når vekslersens driftsbetingelser skal analyseres.

4.2 Flowændringer

Som tidligere nævnt er vekslersens varmetransmissionskoefficient bl.a. afhængig af varmegrænselaget og det er derfor nødvendig at bestemme dette lags varmeovergangstal.

Varmegrænselaget defineres som den væske, i området nær pladens overflade, som har en temperaturgradient⁶. Dvs. at de væskepartikler der er nærmest pladens overflade, er lig med pladens temperatur og at partiklernes temperatur, alt efter hvilke af vekslersens sider der kigges på, vil

⁶ Gradient = stigende tendens.

falde/stige med afstanden vinkelret fra pladen, til den opnår den mindst forekommende temperatur, afslutningen på varmegrænselaget.

I området nær pladen opstår der ligeledes en hastighedsgradient og dermed eksisterer der også et hastighedsgrænselag. Grundet friktionsmodstanden mellem væskepartiklerne og pladevæggen, er partiklernes hastighed ved pladens overflade lig nul. Hastigheden vil gradvist stige med afstanden til pladevæggen, til den opnår den størst forekommende hastighed, afslutningen af hastighedsgrænselaget.

Forholdet mellem tykkelsen af varmegrænselaget og hastighedsgrænselaget er udtrykt ved Prandtl's tal, Pr og er af afgørende betydning for den videre beregning af varmegrænselagets varmeovergangstal.

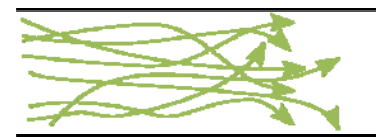
$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{\beta} \quad [4.5]$$

c er væskens varmekapacitet og μ er den dynamiske viskositet.

Ved værdier af Prandtl's tal > 1 er varmegrænselaget tyndere end hastighedsgrænselaget. Ved Prandtl's tal lig med 1 er grænselagene lige tykke og < 1 er hastighedsgrænselaget tyndest.



Væskens hastighed har ligeledes betydning for varmegrænselagets varmeovergangstal. Dette skyldes at hastigheden er bestemmende for den strømningstype der hersker i veksleren, som igen har betydning for lagets varmeovergangstal.



Figur 4.1

Der skelnes mellem to strømningstyper, laminar og turbulent, hvor

laminare strømninger giver det ringeste varmeovergangstal. Laminar strømning betyder at væskepartiklerne bevæger sig parallelt med strømningens retning, hvorimod de ved den turbulente strømning bevæger sig på tværs, Se Figur 4.1.

Hvilken strømningstype der hersker afhænger af væskens hastighed og udtrykkes ved Reynold's tal, Re , en dimensionsløs størrelse.

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad [4.6]$$

Den hydrauliske diameter, D_h , for en kanal hvis tværsnit er rektangulært, med en bredde, b , der er markant mindre end længden l , er defineret som to gange dens brede. Massefluxen, G , er masseflowet pr. arealenhed for kanalens tværsnit.

$$G = \frac{\dot{m}}{l \cdot b} [kg / s \cdot m^2] \quad [4.7]$$

$$D_h = 2 \cdot b [m] \quad [4.8]$$

Ved værdier af Reynold's tal < 400 er strømmingen i en pladeveksler laminar og ved værdier > 800 er strømmingen turbulent. Området mellem disse værdier er en overgangsfase mellem de to strømninger.

Ved den laminare strømning foregår varmetransmissionen hovedsageligt ved konduktion⁷, en vandring af varmeenergi. Ved den turbulente strømning sker varmetransmissionen både ved konduktion, men i høj grad også ved konvektion⁸. Fordi partiklerne bevæger sig på tværs af temperaturlagene, får varmegrænselaget et bedre varmeovergangstal. Varmetransmissionens fordeling mellem konduktionens og konvektionens andel, udtrykkes ved Nusselt's tal, Nu .

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\beta} \quad [4.9]$$

Nusselt's tal kan også beskrives som en funktion af Prandtl's og Reynold's tal. Herunder er vist funktionen for en pladeveksler.

$$Nu = C_h \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad [4.10]$$

Hvor konstanterne C_h og n afhænger af pladernes udformning.

Ved anvendelse af nedenstående ligning er det muligt at beregne varmeovergangstallet for varmegrænselagene og dermed vekslerens varmetransmissionskoefficient ved en given driftssituation.

$$\frac{\alpha \cdot D_h}{\beta} = C_h \cdot \left(\frac{G \cdot D_h}{\mu} \right)^n \cdot \left(\frac{c \cdot \mu}{\beta} \right)^{\frac{1}{3}} \quad [4.11]$$

Den hydrauliske diameter og konstanterne C_h og n , er alle afhængig af vekslerens udformning og er derfor konstante i alle driftssituationer. Konstanterne C_h og n er dog forskellige alt efter om strømmingen er turbulent eller laminar. Varmekonduktivitet, varmekapacitet og den dynamiske viskositet er størrelser der alle afhænger af kølemediets temperatur.

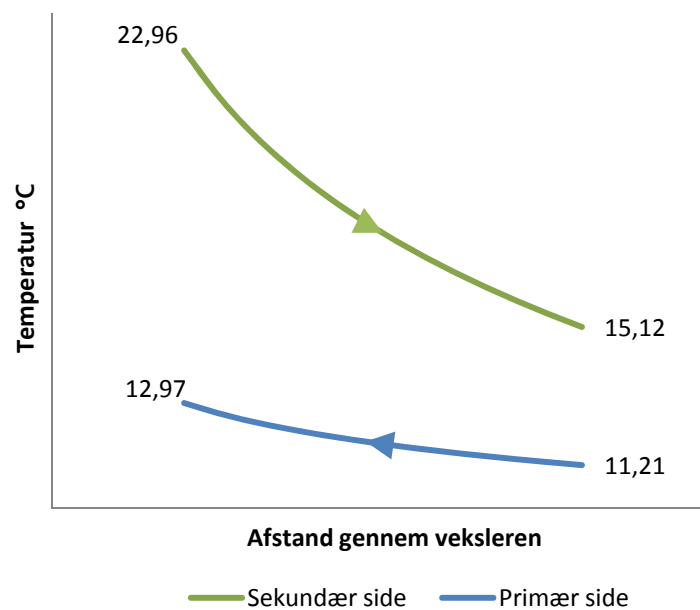
⁷ Varmeledning

⁸ Blanding af to medier med forskellige temperaturer

4.3 Temperaturændringer

Af formel [4.3] og [4.4] fremgår det hvordan temperaturforskellen mellem det rene og urene gradervand har indvirkning på den overførte effekt i veksleren. Da temperaturforskellen ikke er konstant gennem veksleren, er det nødvendigt at bestemme en middeltemperaturdifference.

Gradervandets temperatur igennem veksleren stiger og falder logaritmisk og da veksleren er en modstrømsveksler, hvilket vil sige at strømningens retning på hver side af vekslerens plader er modsat rettede, vil temperaturen forløbe som vist herunder, hvor pilene indikerer strømningens retning.



Af den skitserede sammenhæng ses det at temperaturdifferenceen ikke konstant, hvorved den logaritmiske middeltemperaturdifference kan udtrykkes af følgende formel.

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\text{tilgang}} - \Delta t_{\text{afgang}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{tilgang}}}{\Delta t_{\text{afgang}}}\right)} [^{\circ}\text{C}] \quad [4.12]$$

4.4 Målinger og resultater

Til den videre analyse er det nødvendigt at kende de størrelser der indgår i formel [4.11]. Da det ikke har været muligt at fremskaffe disse fra producenten, foretages beregningen på baggrund af målinger på veksleren. Alle tilstandsværdier kan ses i File 1.1.

Af målingerne udregnes varmetransmissionskoefficienten, ved hjælp af formel [4.3], for den enkelte måling, som vil variere grundet variationerne i flowet for både primær- og sekundærside. Ud fra formel [4.11] opstilles nu en beregningsmodel i Excel som ved anvendelse af Solver-funktionen, kan bestemme størrelserne af de værdier der indgår i formlen, sådan at varmetransmissionskoefficienten tilnærmes den udregnede fra målingerne, ved målingens pågældende flow og temperaturer.

Da det for konstanterne, Ch og n, gælder at de ikke er ens ved turbulent og laminar strømning, findes to sæt værdier. Ét hvor Reynold's tal er < 600 ⁹ og strømningen er laminar og et hvor den er > 600 og hvor strømningen er turbulent.

l [m]	0,544
b [m]	3,1E-3
Fouling [W/m ² K]	1.289

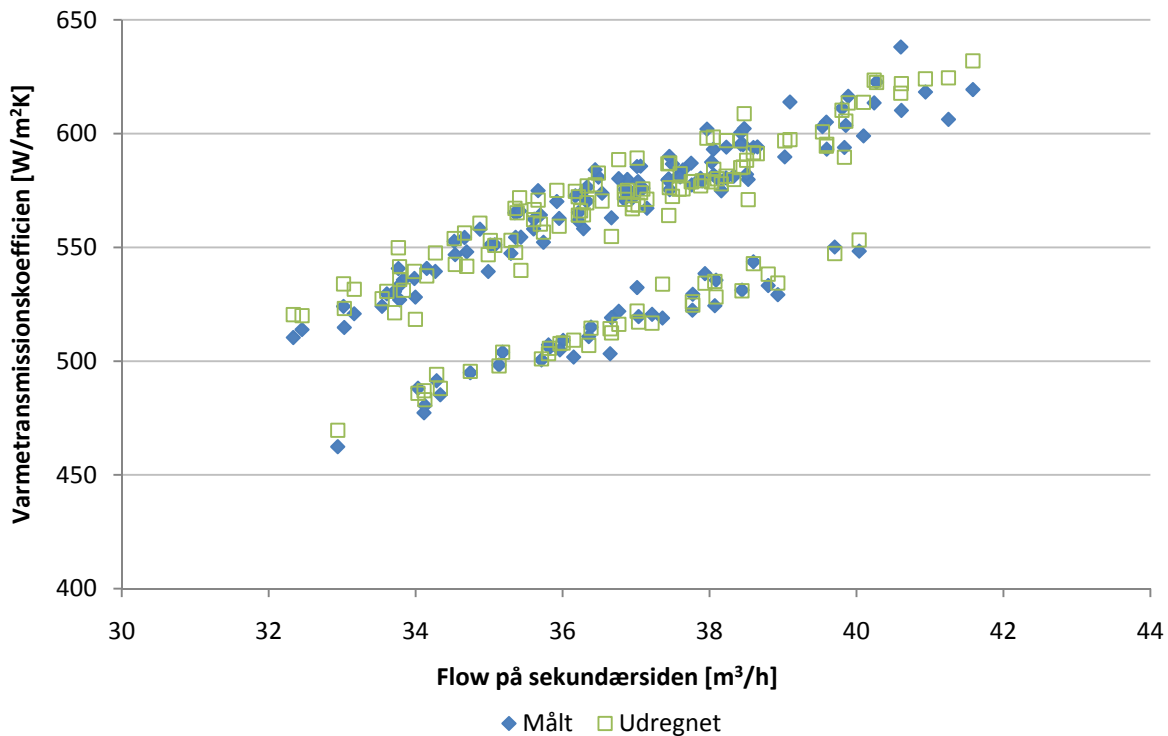
Tabel 4.1

Re	Ch	n
< 600	2,57E-3	1,30
> 400	19,7E-3	1,00

Tabel 4.2

Herunder ses en grafisk sammenligning af varmetransmissionskoefficienten for de målte værdier og den, fra ved ovenstående parametre, udregnede.

⁹ Middelværdi



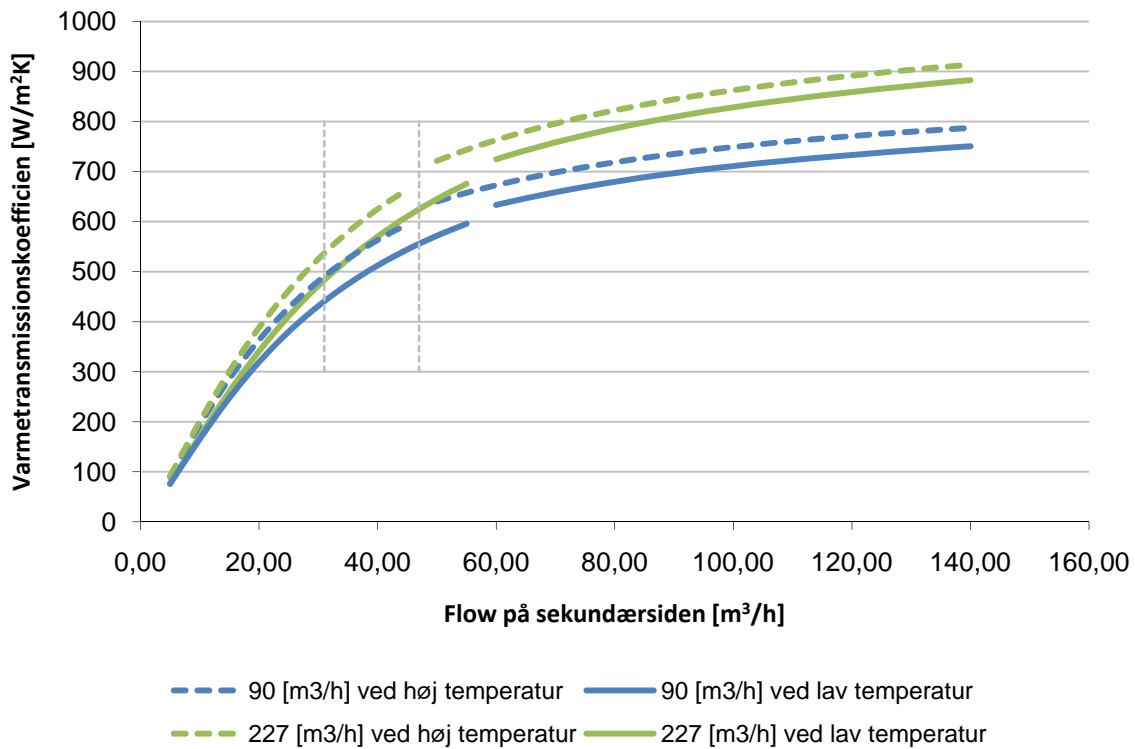
Figur 4.2

Beregningernes største afvigelse ligger på 3,2 %, hvilket anses som værende acceptabelt i forhold til regnemodellens formål. Årsagen til disse afvigelser formodes at forekomme grundet gradervandsanlæggets orden, dvs. den forsinkelse der er mellem en reguleringsændring og resultatet heraf.

4.5 Analyse

Vi har nu de nødvendige parametre og forhold for at kunne simulere tilstandene for veksleren, i en vilkårlig driftssituation. Herunder er vist en graf der angiver varmetransmissionskoefficienten, som funktion af flowet på sekundærsiden, ved flowværdier på primærsiden på hhv. 90 og 227 m³/h. Ydermere repræsenterer graferne måleperiodens øvre og nedre grænseværdier for primær- og sekundærsidens middeltemperatur. Der er ligeledes indtegnet to lodrette linjer for det højeste og laveste flow på den rene side, som afgrænser vekslerens normale driftsområde.

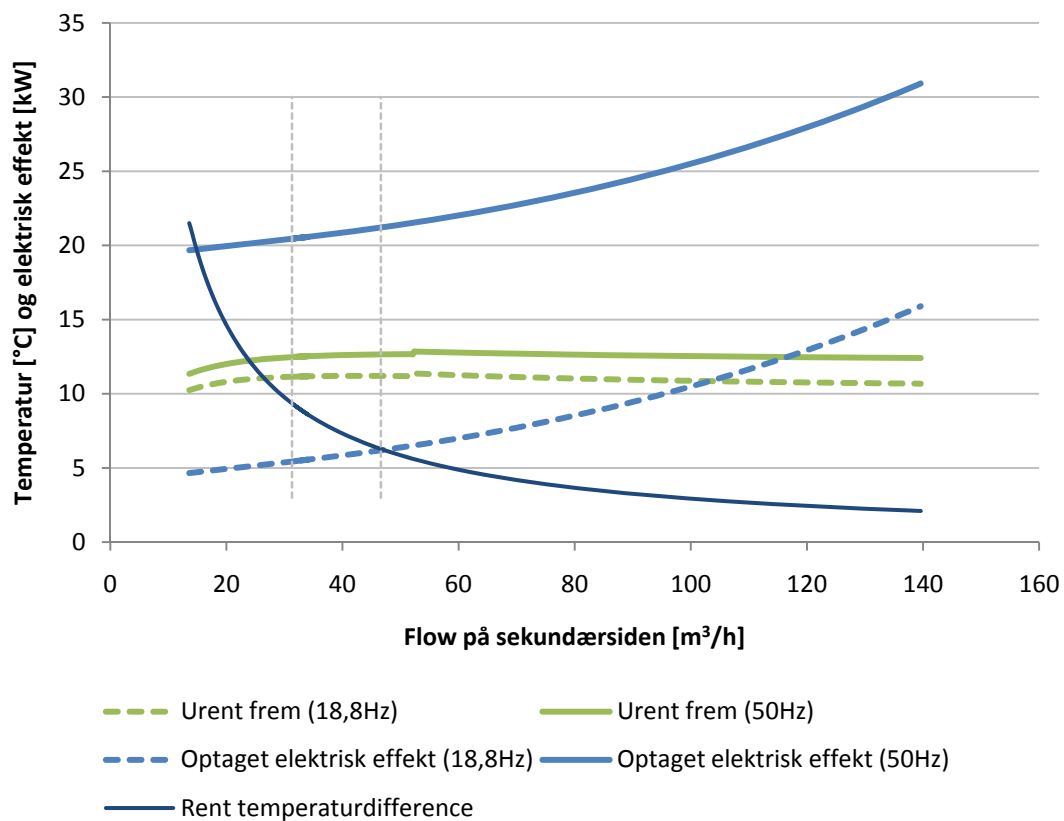
Da der som tidligere nævnt er en overgangsfase fra laminar til turbulent strømning, er der et område på kurverne der ikke er optegnet.



Figur 4.3

Det ses at strømmingen på den rene side for det meste er laminar og at man ved et større flow, vil kunne opnå en mere turbulent strømning og dermed en højere varmetransmissionskoefficient. Dette er dog ikke ensbetydende med at driften af veksleren er bedre, da det vil betyde en større optaget elektrisk effekt for den rene forbrugspumpe.

Det fremgår af formel [4.3] hvordan en stigende varmetransmissionskoefficient, ved konstant køleeffekt, vil kræve en lavere middeltemperaturdifference mellem primær- og sekundærsiden. For at opnå dette, skal der ske en ændring i temperaturerne for både det rene og urene gradervand. Grafen herunder viser ved konstant kølebehov, hvordan den temperaturdifference som processen skal opretholde, falder ved stigende flow på den rene side. Det er ligeledes vist hvilken temperatur der kræves fra køletårnet, samt forbrugspumpenes elektrisk optagede effekt. Værdierne er vist ved et flow på 227 m³/h for den urene side, svarende til 50 Hz og 90 m³/h svarende til 18,8 Hz, hvilket er det største og mindste flow den urene forbrugspumpe kan yde.

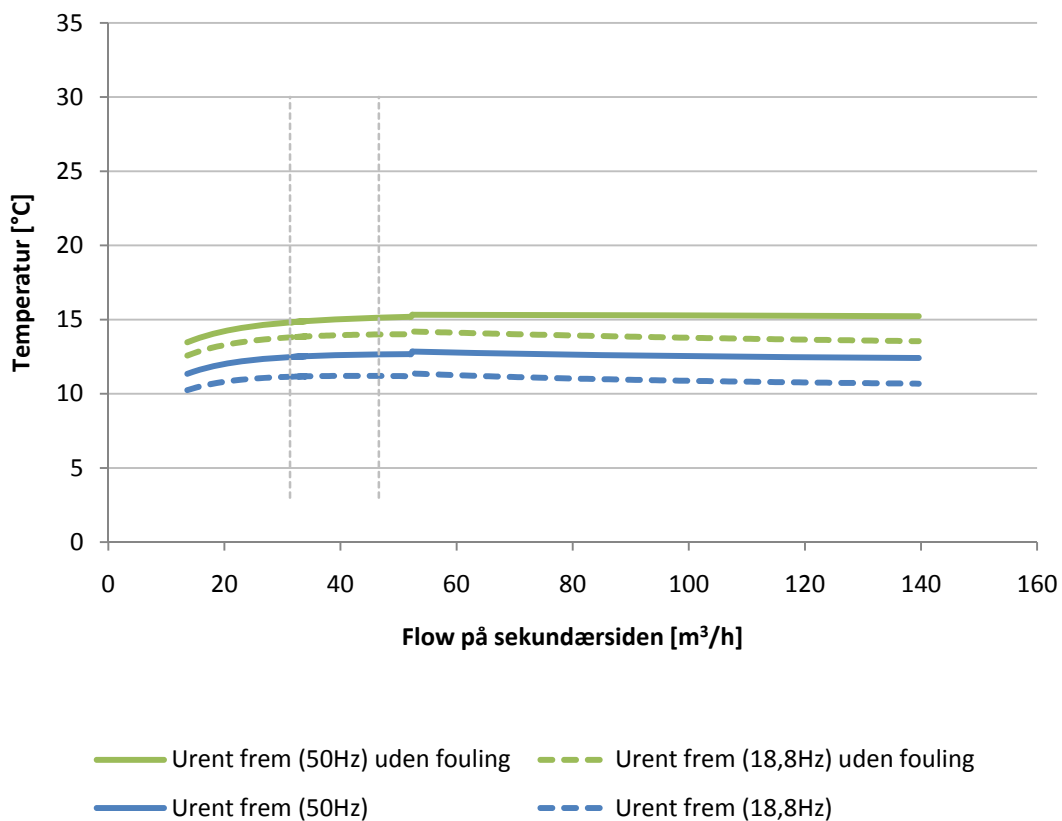


Figur 4.4

Til trods for at man opnår en højere varmetransmission ved et større flow, varierer den temperatur køletårnet skal levere meget lidt, hvilket vil sige at man heller ikke opnår en bedre drift af køletårnet. Det ses at temperaturen på det urene gradervand rent faktisk skal være en smule lavere ved et større flow, hvorved der kræves mere af køletårnet.

De nuværende driftstilstande vurderes at være gode. Forbrugspumpernes optagede elektriske effekt er lav og den nødvendige urene gradervandstemperatur er høj, hvorved køletårnet er minimalt belastet.

Som nævnt i afsnit 4.1 bevirker et evt. foulinglag at varmetransmissionskoefficienten bliver større. Af værdierne for veksleren fremgår det at foulingen har en varmekonduktivitet på $1.289 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Ved at minimere eller helt at fjerne dette lag, vil den nødvendige temperatur køletårnet skal levere, være højere, hvilket kan ses af figuren herunder. Her er forholdene med og uden fouling indtegnet, før og efter en rensning af veksleren har fundet sted.



Figur 4.5

4.6 Delkonklusion

Flowet gennem veksleren har vist sig at have stor betydning for varmetransmissionskoefficienten. En forbedring af varmetransmissionskoefficienten ved ændring af flowet, ville kræve en større optaget elektrisk effekt, samt en lavere temperatur fra køletårnene. Den nuværende regulering af pumperne anses derfor at være den mest rentable. Ydermere vil det kræve at processen skal yde en mindre temperaturdifference på det rene gradervand, ved samme køleeffekt, for at skabe dette større flow.

En reduktion af foulingen vil derimod kunne give en forhøjet varmetransmissionskoefficient, hvilket bevirker at kravet til den temperatur køletårnet skal levere er højere. Ved dette formodes det at den optagede effekt for køletårnet vil blive mindre, hvorfor det synes som en god idé at rense veksleren med jævne mellemrum og evt. forebygge foulingdannelse via vandbehandlingen.

5 Køletårne

Køletårnene er den del af anlægget, der yder den reelle køling, hvor energi fra vandet overføres til udeluften. Anlægget består af tre køletårne, men kan betragtes som et og omtales derfor i ental. Princippet i teknologien er at vandet risler ind i toppen af tårnet og ned over nogle plastiklameller, indsatse, placeret i tårnets midte. Under samme proces trækkes luft op gennem tårnet, ved en sugetræksblæser placeret i tårnets top, hvor mødet mellem vandet og luften gør at en del af vandet fordampes. Fordampningsprocessen medfører at der trækkes energi ud af vandet og at temperaturen på dette derved sænkes. Luftstrømmen leder herefter den fordampede vandmængde til det fri og ny luft ledes til. Efter vandets gennemløb i tårnet opsamles det i køletårnenes bundkar og sendes tilbage til vandreservoirets kolde del, hvor nyt vand spædes til, for at erstatte det fordampede.

5.1 Masse- og varmetransmissioner

Køletårnet køler, udover ved fordampning, også ved traditionel varmetransmission, konvektion og varmeledning, grundet temperaturforskelle mellem vandet og luften. Den totale overførte effekt er dermed summen af disse.

$$P_{total} = P_{fordampning} + P_{konvektion} \quad [5.1]$$

Når vandet løber ind i køletårnet, falder det først ned som dråber, for derefter at løbe ned langs lamellerne, i et tyndt lag. Nær dråbernes og vandlagenes overflade dannes ligesom for veksleren et varmegrænselag, hvis varmetransmissionskoefficient er afgørende for varmetransmissionen. Denne effekt er ligeledes afhængig af arealet for både dråbernes og vandlagenes overflade, samt differensstemperaturen mellem vandet og luften. Størrelsen af overfladen for dråberne og vandlagene, er bestemt af den tilførte vandmængde og køletårnets forstøvningsevne. Arealet, a , udtrykkes som arealet pr. volumenenhed af køletårnet. Herunder betragtes den enkelte varmetransmission for et infinitesimalt volumen, V .

$$dP_{konvektion} = U(t_{vand} - t_{luft})a \cdot dV \quad [5.2]$$

Fordampningens evne til at overføre effekt stammer fra massediffusion, en vandring af partikler fra ét sted til et andet. I køletårnet sker fordampningsprocessen på vandets overflade, hvor vandpartikler frigøres fra fast form, vand, til gasform, vanddamp, for derved at blive opløst i luften. Denne tilstandsændring kræver en bestemt mængde energi, kaldet fordampningsvarmen, som optages fra det øvrige vand. Grundet dette fænomen, sænkes temperaturen for det øvrige vand, mens luftens enthalpi stiger. Effekten er afhængig af fordampningsvarmen, λ og den fordampede vandmængde, \dot{m} . Fordampningsvarmen er afhængig af det aktuelle tryk, som her er det atmosfæriske tryk.

$$dP_{fordampning} = \lambda \cdot d\dot{m} \quad [5.3]$$

Væskemængden der overføres ved diffusion afhænger af modstanden i det såkaldte diffusionsgrænselag. Grænselaget defineres som området nær væskens overflade, hvori der hersker en koncentrationsgradient. Nær vandets overflade betragtes luften som værende mættet og koncentrationen aftager herefter med afstanden vinkelret på overfladen og derved opstår der her en koncentrationsgradient. Grænselagets modstand kan beskrives ved masseoverføringskoefficienten, K . Masseoverføringen er derfor afhængig af dennes størrelse, samt differensen over koncentrationsgrænselaget, men også arealet hvorigennem overføringen foregår. Arealet er det samme som for varmeoverføringen og for koncentrationsdifferensen forholder det sig således at værdien er lig med differensen af luftens aktuelle absolutte luftfugtighed, X og den absolutte luftfugtighed for mættet tilstand, X_s .

$$d\dot{m} = K(X_s - X)a \cdot dV \quad [5.4]$$

Af formel [5.3] og [5.4] kan effekten overført ved fordampning nu udtrykkes som

$$dP_{\text{fordampning}} = K\lambda(X_s - X)a \cdot dV \quad [5.5]$$

Det ses her at hvis luften der ledes ind i køletårnet har en absolut luftfugtighed svarende til 100 % relativ fugtighed, vil der altså ikke ske en effektoverførsel ved fordampning. Er den derimod 0 %, hvilket dog af DMIs data aldrig forekommer, vil fordampningen være stor.

$$dP_{\text{total}} = K\lambda(X_s - X)a \cdot dV + U(t_{\text{vand}} - t_{\text{luft}})a \cdot dV \quad [5.6]$$

Det fremgår tydeligt at køletårnets ydelse er afhængig af både luften og vandets temperatur, men også i høj grad af luftfugtigheden. Generelt udgør varmeoverføringen under 20 % af den overførte effekt og masseoverføringen dermed det resterende. Ud fra en gennemsnitlig fordampningsvarme og varmekapacitet for fugtig luft, kan formel [5.7] omskrives til følgende, hvor H er luftens enthalpi. Gennemgangen af denne omskrivning kan ses i ”Process heat transfer”

$$dP_{\text{total}} = KadV \left((H_s - H) + c(t_{\text{vand}} - t_{\text{luft}}) \left(\frac{U}{Kc} - 1 \right) \right) \quad [5.7]$$

Formelen kan reduceres væsentligt ved at sætte Lewis tal til 1. Lewis tal beskriver forholdet mellem massediffusionen¹⁰ og varmediffusionen¹¹, hvilket ikke beskrives nærmere her.

¹⁰ Diffusionsevne mellem to stoffer

¹¹ Evne til at optage termisk energi

$$Le = \frac{U}{Kc} \quad [5.8]$$

Ved at sætte Lewis tal til 1 laves en lille fejl, da denne er afhængig af vandets og luftens temperatur. Middelværdien er omkring 0,9 for et luft-vandsystem og varierer meget lidt. Disse variationer kan ligeledes ses i "Process heat transfer". Som det fremgår af formel [5.7], har denne fejl en ubetydelig størrelse og derved kan den totale overførte effekt udtrykkes af luftens enthalpi. Her tages både højde for masseoverførelsen og varmetransmissionen.

$$dP_{total} = Ka(H_s - H)dV \quad [5.9]$$

5.2 Energibalace

Laver man en balance for tårnens energistrømme, må den effekt der bliver optaget af luften være lig med den effekt vandet afgiver samt den tilførte effekt fra processen og spædevandet.

$$G(H_2 - H_1) = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 = P + \dot{m}_3 h_3 \quad [5.10]$$

Effekten tilført med spædevandet udgør dog en ubetydelig del, af den samlede effekt.

Ved en energibalace for effekten overført fra processen i veksleren gælder følgende.

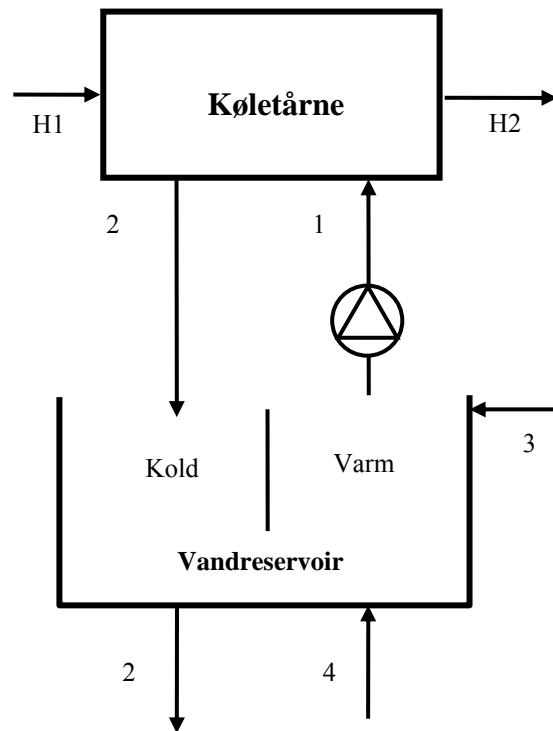
$$\begin{aligned} P &= \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_2 h_2 \Rightarrow \\ P &= \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_3 h_3 - (\dot{m}_1 + \dot{m}_3) h_2 \Rightarrow \\ P &= \dot{m}_1 (h_1 - h_2) + \dot{m}_3 (h_2 - h_3) \quad [5.11] \end{aligned}$$

Kombineres formel [5.10] og [5.11] kan køletårnets energibalace beskrives ved

$$G(H_2 - H_1) = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) + \dot{m}_3 h_2 \quad [5.12]$$

Heraf kan mængden af spædevand og dermed den mængde vand der fordamper bestemmes.

$$\dot{m}_3 = \frac{G(H_2 - H_1) - \dot{m}_1 (h_1 - h_2)}{h_2} \quad [5.13]$$

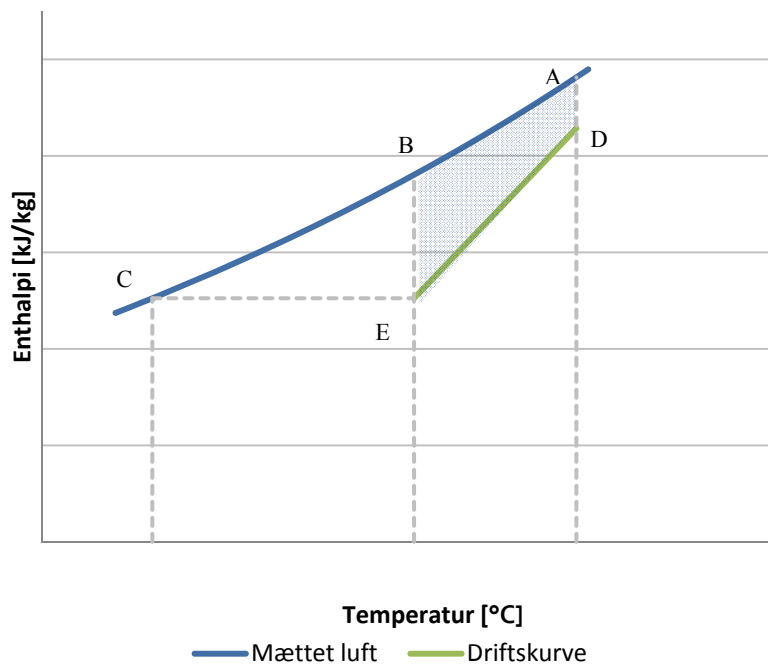


Figur 5.1

Som før nævnt har energien tilført med spædevandet ingen betydning. Dette skyldes at temperaturen for spædevandet er ca. 4-5 °C og at massestrømmen er lille. Formel [5.12] kan derfor omskrives til følgende, hvor massestrømmen gennem køletårnet betegnes L .

$$G(H_2 - H_1) = Lc(t_1 - t_2) \tag{5.14}$$

For at illustrere en driftstilstand og energibalancen mellem luften og vandet gennem køletårnet, kan tilstandsværdierne indtegnes, i et enthalpi-temperatur diagram her vist nedenfor. Kurven gennem punkterne A, B og C, kaldet mætningskurven, repræsenterer mætningsenthalpien for luft ved atmosfærisk tryk og den aktuelle temperatur. Punktet C er den aktuelle WBT for udeluften. Kurven gennem punkterne D og E kaldes driftskurven og beskrives ud fra luftens enthalpi og dertilhørende temperatur for vandet gennem tårnet. Da tårnets luft- og vandstrømme løber modstrøms, er punktet D angivet ud fra indsugningsluftens enthalpi H_1 og vandets afgangstemperatur, t_2 , mens punktet E angives ud fra udblæsningsluftens enthalpi, H_2 og vandets tilgangstemperatur.



Figur 5.2

Kurven D-E kan også udtrykkes via formel [5.14], hvor hældningen beskriver flowforholdet mellem luftmassestrømmen og produktet af vandmassestrømmen og dennes varmekapacitet.

$$\frac{Lc}{G} = \frac{(H_2 - H_1)}{(t_1 - t_2)} \tag{5.15}$$

Da både luftstrømmen og vandstrømmen reguleres i trin, betyder det at hældningen for denne kurve er konstant for det enkelte reguleringstrin, uanset udeluftens WBT og vandets indgangstemperatur. Der ses bort fra at luftens og vandets massefylde, samt vandet varmekapacitet varierer med temperaturen, da disse er forholdsvis små.

Enthalpiforskellen mellem mætningskurven og driftskurven kaldes drivkraften. Denne er ikke en reel størrelse der eksisterer i tårnet, men ved Merkel's ligning kan man heraf udtrykke køletårnets karakteristik.

$$\int \frac{dt}{H_s - H} = \frac{KaV}{L} \quad [5.16]$$

Af formlens højre side fremgår det at denne også er konstant uanset luftens WBT og vandets indløbstemperatur, men dog varierende i forhold til vand- og luftstrømmen. Både formel [5.15] og [5.16] er altså konstant for det enkelte reguleringstrin.

Af "*Cooling Towers - Selection, Design and Practice*" fremgår det at man i praksis kan udtrykke forholdet mellem køletårnskaraktistikken og flowforholdet af følgende.

$$\frac{KaV}{L} = m \cdot \left(\frac{Lc}{G} \right)^n \quad [5.17]$$

Konstanten, m , er bestemt af det enkelte køletårn og n er gennemsnitlig mellem -0,55 og -0,65.

Ved konstant køleeffekt og en stigning i WBT, vil punktet D og resten af driftskurven flyttes opad og medfører dermed en mindre drivkraft. Driftskurven må derved rykke mod højre for at opretholde den samme køletårnskaraktistik. Stigende WBT betyder altså stigende vandtemperaturer. Ved en større køleeffekt ved konstant flow og WBT, vil vandets temperaturdifference og køletårnskaraktistik ligeledes blive større. Derfor vil driftskurven rykke mod højre for at finde balance. En stigning i køleeffekten betyder også stigende vandtemperaturer og omvendt.

Ved et mindre luftflow betyder det at driftskurvens hældning bliver større. Ved samme køleeffekt og WBT vil vandets temperaturdifferens og enthalpien for punktet C være konstant. Ændringen betyder derved at drivkraften bliver mindre og driftskurven må igen rykke mod højre, for at opretholde samme køletårnskaraktistik. Et mindre luftflow betyder altså igen stigende vandtemperaturer og omvendt.

5.3 Målinger og resultater

På baggrund af teorien omtalt i afsnit 5.2, kan man ud fra målingerne i File 1.2, fortaget for køletårnet og WBT der er udregnet af data fra DMI, bestemme køletårnskaraktistikken og flowforholdet, for de reguleringstrin som har været aktuelle i måleperioden. Da det ikke har været muligt at måle udblæsningsluftens temperatur, beregnes denne ud fra nedenstående formel. Formlen

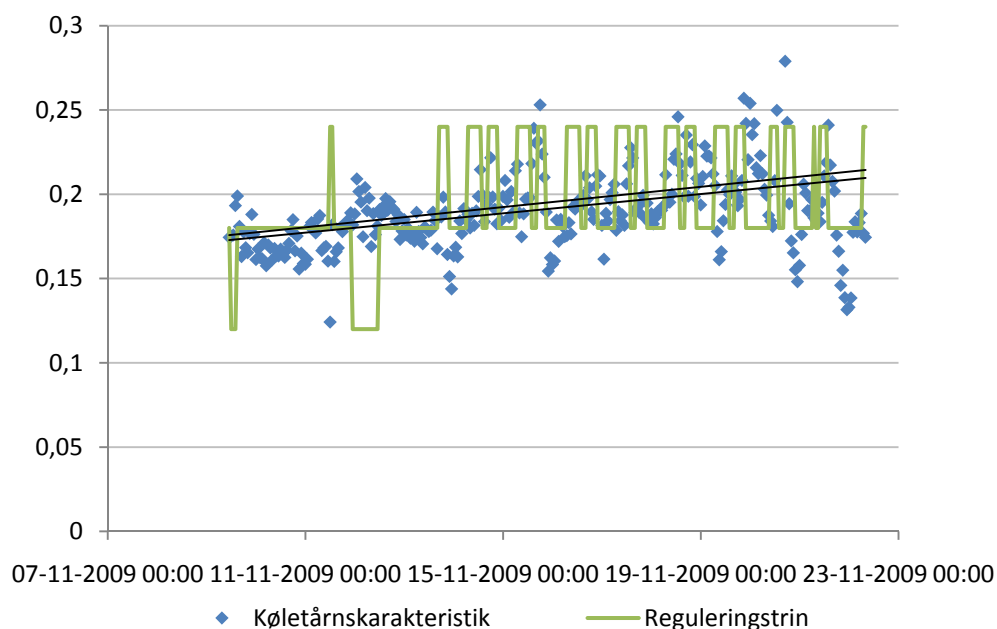
har empirisk bevist at udblæsningsluftens temperatur er ca. middelværdien for vandtemperaturen, se ”Industrial cooling tower”.

$$T_2 = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad [5.18]$$

Det er samtidigt nødvendigt at antage at udblæsningsluften er i mættet tilstand, hvilket også tilnærmelsesvis er en realitet. Med disse estimeringer begår man en fejl, men det er en nødvendighed for de videre beregninger.

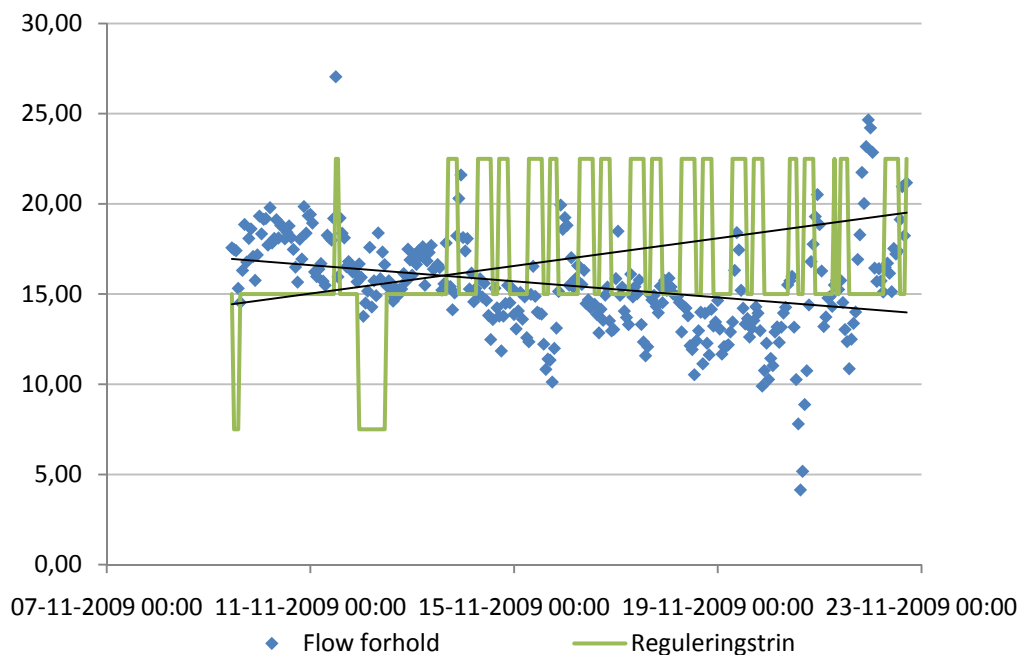
Vi har nu de nødvendige data, til at bestemme tårnkaraktistikken og flowforholdet for den enkelte målesampling. Figur 5.3 og Figur 5.4 herunder viser resultatet af de udregnede konstanter, hvor der samtidig er indlagt en kurve, der illustrerer det pågældende reguleringstrin. Tårnkonstanterne viser ingen sammenhæng med det enkelte reguleringstrin, men der fremgår dog en tendens. Når der reguleres et trin op, stiger luftstrømmen gennem køletårnet og flowforholdet bliver mindre. Samtidig ses det at tårnkaraktistikken bliver større ved samme ændring. Der er for målingerne, samt reguleringstrinnene indlagt en tendenslinje for at illustrere dette.

Disse udsving i resultaterne, formodes til dels at stamme fra forholdet mellem WBT og den beregnede udblæsningstemperatur, men hovedsageligt fra gradervandsanlæggets orden¹². Af de svingende resultater og driftstilstandene er det ikke muligt entydigt at bestemme køletårnskonstanterne for de respektive trin, men det kan dog konstateres at der er en sammenhæng mellem disse. Årsagen til at reguleringen pendler mellem to trin, skyldes anlæggets nattesænkning.



Figur 5.3

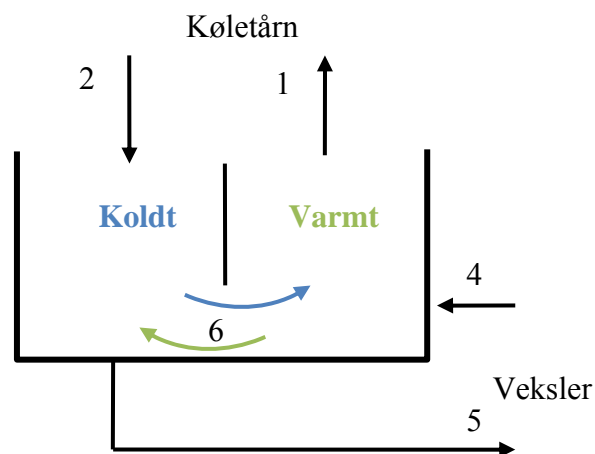
¹² Hastigheden hvormed anlægget indfinder sig på et nyt reguleringstrin.



Figur 5.4

5.4 Analyse

I anlægsbeskrivelsen er det beskrevet hvordan vandreservoiret er opdelt i to sektioner. For at udligne variationer der måtte opstå i flowet til veksleren og til køletårnet, er den kolde og varme sektion forbundet. Er flowet til køletårnet størst, vil der opstå en strøm af gradervand fra den kolde sektion til den varme. Dette er gældende for gradervandsanlæggets nuværende drift. Er flowet til veksleren størst vil flowet løbe fra den varme til den kolde del.



Når gradervandet strømmer fra den kolde til den varme del, sker der en køling af gradervandet allerede når det kommer retur fra veksleren og altså før det løber til køletårnet.

$$t_1 = \frac{\dot{m}_6 \cdot t_2 + \dot{m}_4 \cdot t_4}{m_1} \quad [5.19]$$

og

$$t_5 = t_2 \quad [5.20]$$

Er strømmingen derimod i modsat retning, vil der ske en opvarmning af gradervandet der løber til veksleren.

$$t_5 = \frac{\dot{m}_6 \cdot t_1 + \dot{m}_2 \cdot t_2}{m_5} \quad [5.21]$$

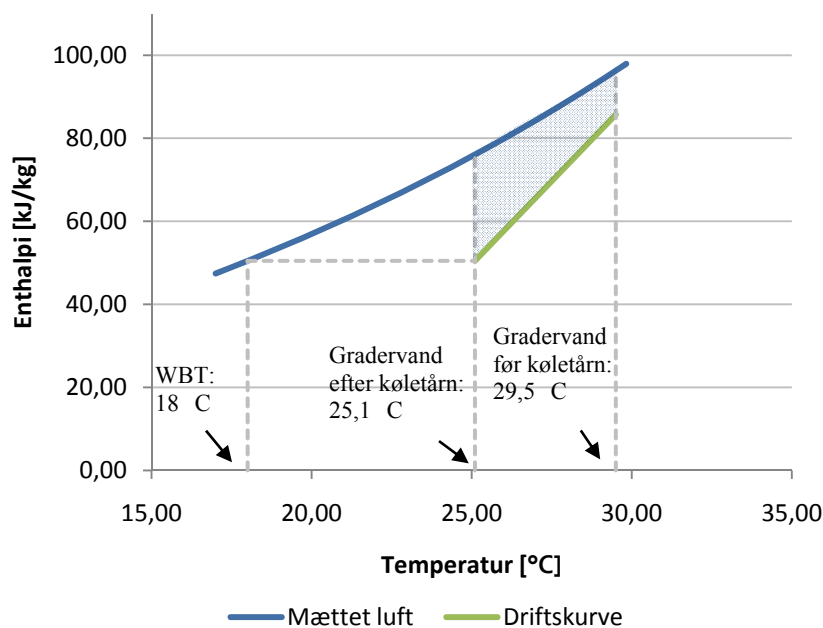
og

$$t_1 = t_4 \quad [5.22]$$

Er flowet til hhv. veksleren og køletårnet lige store, vil strømmingen være nul og man vil her kunne opnå den største temperaturdifference mellem de to sektioner.

Til den videre betragtning af køletårnet, beregnes køletårnskonstanterne ud fra dimensioneringsværdierne, se bilag 7, grundet at disse ikke kunne bestemmes for køletårnets nuværende tilstand. Disse konstanter svarer til køletårnets oprindelige tilstand og gælder derfor ikke for anlægget som det er nu. Det formodes at disse konstanter tilnærmelsesvis kan opnås igen, ved en reovering af køletårnet.

Figuren herunder viser tilstanden ved dimensioneringsværdierne.

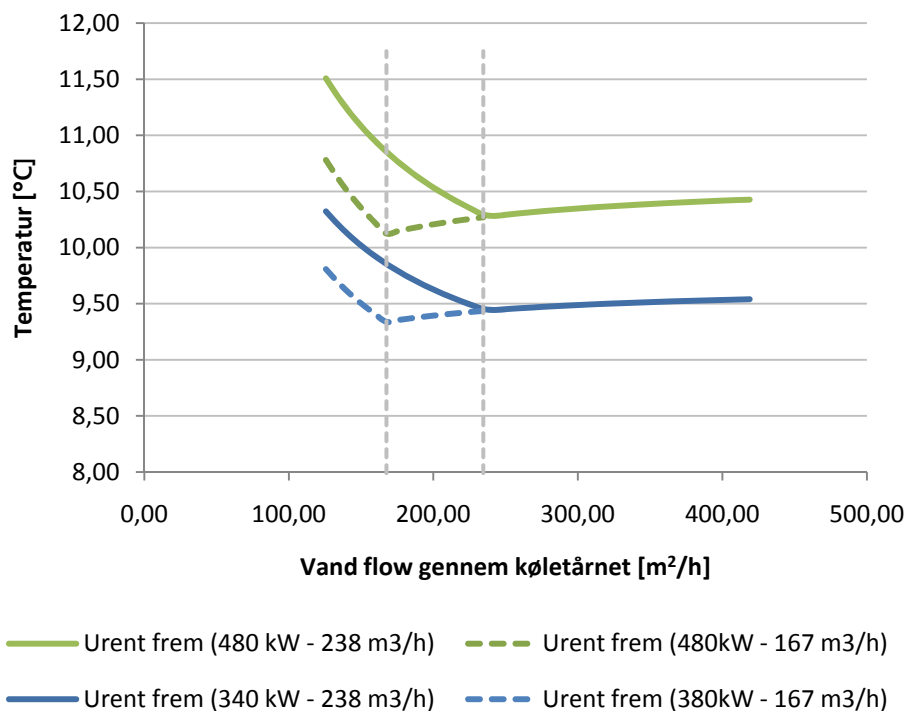


Figur 5.5

Den udregnede køletårns karakteristik er her lig 0,264 og flowforholdet er lig 8. Ud fra formel [5.16] beregnes konstanten, m , til 0,918, hvor n sættes til -0,6. Dette danner nu grundlag for at kunne beregne køletårns karakteristikkens og flowforholdet ved et vilkårlig driftspunkt.

Reguleringen af køletårnet foregår ved ændring tårnpumpenes og blæsernes værdier. Grafen herunder viser temperaturen for gradervandet frem til vekslerne, som funktion af flowet gennem køletårnet. Dette er vist for den gennemsnitlige og den maksimale køleeffekt på 480 kW fra måleperioden, ved et flow til veksleren på 167 og 238 m³/h. WBT er her sat til det årlige gennemsnit på 7,2 °C og en ændring af denne ville blot betyde en forskydning af kurverne parallelt med y-aksen.

Der er indlagt to linjer i det punkt hvor gradvandstemperaturen er lavest for de to køleeffekter. Det er i disse punkter hvor det direkte flow fra vandreservoirets kolde sektion til den varme er lig nul og hvor der er den største temperaturdifference.

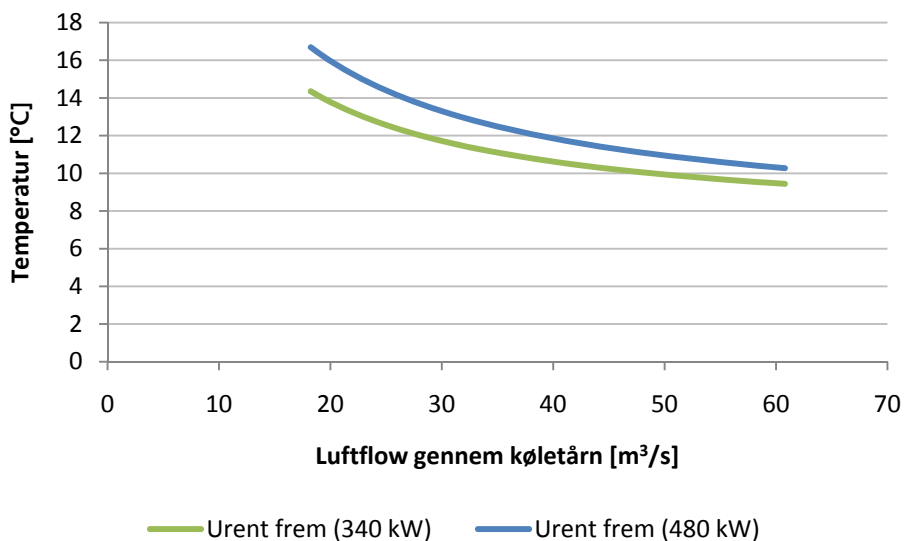


Figur 5.6

Flowet gennem køletårnspumperne bør derfor reguleres trinløst, sådan at de tilpasses til flowet svarende til det for den urene forbrugspumpe. Dette vil begrænse køletårnspumperne i at skulle levere mere end ca. 240 m³/h, hvilket er forbrugspumpens maksimale ydelse, der af affinitetsligningen [1.1], giver en driftstilstand på ca. 30 Hz for de to pumper. Ydermere bør forbrugspumpen begrænses, således at den ikke kan levere mindre end køletårnspumpenes minimum, 167 m³/h.

Temperaturen for det urene gradervand frem til veksleren, som funktion af luftflowet gennem køletårnet er vist på Figur 5.7. Det ses at man ved stigende luftflow, opnår en lavere temperatur, så blæserne bør først regulere ned, såfremt setpunktstemperaturen er opnået.

En ændring i vandflowet gennem tårnet, ved konstant køleeffekt og WBT, har imidlertid ingen indflydelse på det viste. En ændring i WBT vil blot forskyde kurven parallelt med y-aksen.



Figur 5.7

At regulere efter den lavest ønskede temperaturer, vil være den ideelle løsning, men da denne ikke er tilgængelig for anlæggets nuværende styring, er det nødvendigt at bestemme en fast setpunkttemperatur som køletårnet skal regulere efter. Man kan ikke opnå en lavere vandtemperatur end den aktuelle WBT og derfor vil setpunktet skulle variere sammen med denne. Er WBT f.eks. 18 °C, er der ingen grund til at regulere efter 15 °C, da denne temperatur er uopnåelig.

5.5 Delkonklusion

Ved at frekvensregulere køletårnets pumper og blæsere vil man kunne opnå en trinløs styring af kapaciteten og herved tilpasse den elektrisk optagede effekt efter kølebehovet. Da blæsernes optagede effekt er proportional med luftflowet i 3. potens, vil man opnå det største fald i den optagede effekt, når luftflowet skal reguleres ned, ved at lade blæserne driftstilstand være ens. En regulering af blæserne skal derfor ske parallelt af alle tre blæsere.

Reguleres blæserne ned til deres minimum og ønskes der forsat at nedregulere, kan det være nødvendigt at koble ét af de tre køletårne helt fra. Denne situation anses for sjældent forekommende og et sådant tiltag bør ikke foretages, førend det vurderes at hyppigheden af fænomenet anses for at være problematisk.

6 Vandreservoir

Vandreservoir i gradervandssystemet har til formål at virke som buffer ved ændringer i gradervandsbeholdningen på den urene side og udgøres af et kar inddelt i en kold og en varm sektion. Vandet pumpes således fra den varme sektion, op til køletårnene og herefter retur til den kolde sektion. Vandreservoir er ligeledes udgangspunktet i den vandbehandling gradervandet gennemgår, for at vedligeholde og optimere driften af anlægget. Vandets beskaffenhed har således stor indflydelse på anlæggets tilstand og er afhængig af forskellige parametre, deres værdier og samspil. I dette afsnit søges det ideelle driftspunkt for gradervandets pH, temperatur og ledningsevne klarlagt i forhold til deres indvirkning på korrosion, mikrobiologisk- og mineralsk fouling samt legionella. Grunden til at der netop fokuseres på disse parametre er at disse synes mest sigende for vandets beskaffenhed, idet de, i tilfælde af at de er forkert indstillet, kan være direkte årsag til en eller flere uønskede forekomster.

6.1 Vandbehandlingens parametre

6.1.1 pH

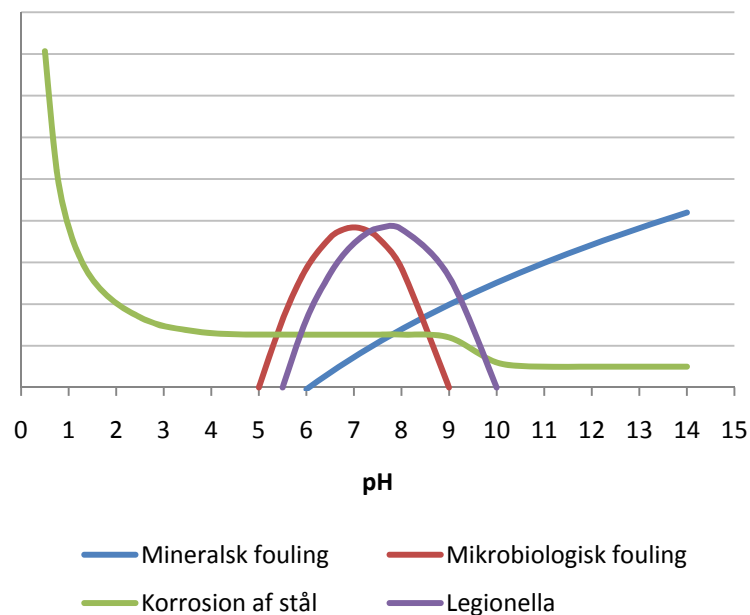
pH har stor betydning for korrosionsforholdene. Ved lave pH-værdier stiger korrosionen for de fleste metaller kraftigt og ved høje pH-værdier bliver nogle metaller passive (f.eks. stål og nikkel), hvor andre korroderer (f.eks. aluminium og zink). Ved et pH-niveau på 9-10 danner stål et fint lag af tungtopløseligt magnetit, som virker passiverende og hæmmer den videre reaktion. Ligeledes vil en høj pH bremse iltreaktionen, hvilket yderligere vil reducere korrosionsproblemerne. Idet installationerne på den urene side hovedsageligt består af galvaniseret stål og derfor har nogenlunde samme korrosionsbestandighed som almindeligt stål, må det konkluderes at vandets pH ønskes at være så alkalisk som muligt (høj pH-værdi), evt. 9-10.

For mineralsk fouling forholder det sig således at salte og kalk begynder at udfælde i vand ved pH-værdier på mellem 6-8. Skulle man forebygge udfældninger og aflejringer i form af mineralsk fouling alene ved hjælp af pH-niveauet, ville det derfor være hensigtsmæssigt at opretholde et lettere surt vandmiljø (lav pH).

Mikrobiologisk fouling er en bred betegnelse hvorfor det kan være svært at bestemme det ideelle driftspunkt, idet variationen af bakteriers bestandighed overfor pH er meget stor. Imidlertid forholder det sig således at de bakterier der oftest findes i råvand, ikke er specielt sejlivede i forhold til pH-værdien i deres omgivende miljø. En pH-værdi udenfor intervallet 5-9 må derfor formodes at være tilstrækkelig til at forebygge forekomst og formering.

pH-niveauet i gradervandet har ligeledes betydning for forekomst af legionella. Legionella tolererer modsat almindeligt forekomne bakterier, et forholdsvist bredt pH-interval, ca. 5-10 og er i kortere perioder observeret at have overlevet ved pH-værdier så lave som 2,2. Derfor synes den bedste pH-værdi til forebyggelse af legionella at være enten stærk sur eller stærk basisk.

På nedenstående figur er tendenserne for stigende pH skitseret:



Figur 6.1

Af kurven ses det at en pH-værdi på 4-5 giver anledning til færrest komplikationer, hvorfor en indstillingsværdi i dette interval må være at foretrække, såfremt der ses bort fra at der prioriteres i vigtigheden og i det indbyrdes forhold af kurverne.

Skulle man prioritere i vigtigheden af tendenserne i forhold til pH, synes det mest relevant at fokusere på korrosion, idet de andre forhold bedst bekæmpes ved hjælp af andre metoder. I så fald må en pH-værdi > 9 være at foretrække, dog skal man som tidligere nævnt være opmærksom på at en høj pH i åbne systemer øger risikoen for udfældninger.

6.1.2 Temperatur

Temperaturen influerer på korrosion som på andre kemiske processer, idet stigende temperatur generelt øger reaktionshastigheden. Det er derfor ikke muligt at sætte et ideelt driftspunkt for temperaturen i forhold til forebyggelse af korrosion fordi den kun er en katalysator på den egentlige kemiske reaktion og dens effekt er således meget afhængig af de øvrige miljøfaktorer. Det er dog et faktum at der i åbne systemer, med "uendelig" tilgang til ilt, er tendens til lineært stigende korrosion som funktion af temperaturen, hvorfor temperaturens ideelle driftspunkt i forhold til korrosion må være så lavt som muligt.

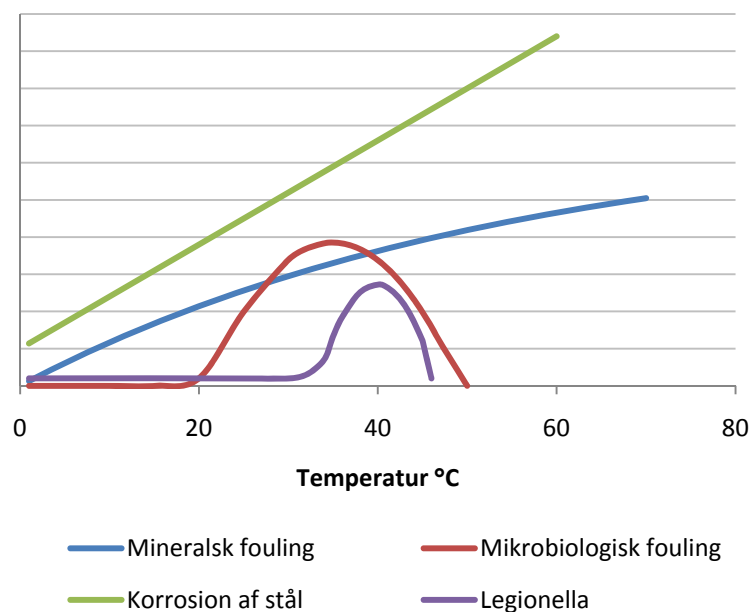
Under gradervandets gennemstrømning af køletårnene sker der en udvaskning af udeluftens partikler som medfører en konstant opsaltning. Denne opsaltning består hovedsageligt af kalk som igen består af de såkaldte hårhedsdannere kalcium og magnesium. Disse stoffers opløselighed bliver mindre ved stigende temperatur hvorfor de, såfremt forekomsten ikke reduceres, ofte udfælder som

mineralsk fouling, enten frit svævende eller på anlæggets hedeblader. Derfor ønskes temperaturen i forhold til forebyggelse af mineralsk fouling holdt så lav som muligt.

Temperaturens effekt på mikrobiologisk fouling er igen svær at definere, grundet diversiteten i bakteriernes egenskaber. Da legionella går ind under mikrobiologisk fouling må det formodes at disse tendenser forløber nogenlunde ens, selvom der i kurven nederst er taget højde for at der er bakterier der i større og ringere grad er sensitive overfor temperatur. Derfor tages her udgangspunkt i legionella.

Legionella lever i vandmiljøer med temperaturer < 50 °C og bakteriens temperaturafhængighed er opdelt i tre stadier; hvile, opformering og død. I hvilestadiet, < 20 °C, kan bakterien sagtens leve men formerer sig ikke. I spektret 25-45 °C sker der en tilvækst af bakterien og opformeringen er eksplosiv ved ca. 37 °C hvor den således har sine optimale livsbetingelser. Over 50 °C dør bakterien, dog er 90% af bakterierne først slået ihjel efter 5-10 timer ved denne temperatur. Af dette fremgår det at det ideelle driftspunkt i forhold til bekæmpelse af legionella er en temperatur > 50 °C.

På nedenstående figur er tendenserne for stigende temperatur skitseret:



Figur 6.2

Af kurven ses det at en lav temperatur giver anledning til færrest komplikationer, hvorfor en så lav værdi som muligt må være at foretrække. I forhold til forekomst af legionella og mikrobiologisk fouling generelt, er det grundet anlæggets funktion, ikke hensigtsmæssigt at bekæmpe disse forekomster ved hjælp af temperatur og det fremgår da også af kurverne at det bedste alternativ til at slå bakterierne ihjel, er at holde en lav temperatur som det ligeledes forholder sig for korrosion og mineralsk fouling.

6.1.3 Ledningsevne

Ledningsevnen skyldes primært opløste salte. De opløste salte medfører en øget iontransport i vandet og forstærker herved visse korrosionsformer, især galvanisk korrosion. På steder i anlægget er der samlinger hvor forskellige metaller mødes, oftest stål og rustfrit stål. Disse metaller ligger forholdsvist langt fra hinanden i spændingsrækken og der er derfor øget risiko for korrosion. Med tiden opbygges der ligeledes et lag af salte i anlægget, som både kan virke hæmmende og aggressivt på korrosionshastigheden.

Aggressive ioner er i de fleste tilfælde enkle uorganiske salte, der medvirker til at danne opløste metalsalte, hvoraf klorid er den værste fordi de fleste metalkloridsalte er letopløselige. Modsat findes der også passiverende ioner der danner et beskyttende passivlag på anlæggets overflader, de mest effektive betegnes inhibitorer og kan hæmme korrosionen med op til 95-100 %. Alligevel synes det som en god ide at holde ledningsevnen så lav som mulig. Både fordi det eksakte forhold mellem aggressive og passiverende ioner ikke kendes og for at undgå galvanisk korrosion.

Ledningsevnen er et udtryk for mængden af opløste salte og mineraler og repræsenterer derfor til dels forekomsten af mineralsk fouling. Mineralsk fouling er jo som bekendt salte og mineraler som er udfældet og ledningsevnen udgøres dermed mere præcist af den potentielle forekomst af mineralsk fouling, såfremt disse stoffer udfældede. I forhold til forekomsten af mineralsk fouling må ledningsevnen derfor ligeledes holdes så lav som mulig.

Partikler, opløste som udfældede, er egnede overflader for vækst af biofilm, mikrobiologisk fouling og altså et tilflugtssted for bakterier. Begroninger og slam kan både huse eller være skyld i spredning af bakterier, herunder bl.a. legionella og forekomsten af mikrobiologisk fouling og legionella er derfor i høj grad afhængig af vandets indhold af salte og mineraler hvorfor konklusionen også her må være at ledningsevnen bør holdes på et minimum.

Grundet den klare sammenhæng mellem ledningsevnen og stigninger i uønskede tendenser konkluderes det at vandets ledningsevne til enhver tid må holdes så lav som mulig, hvorfor tendenserne af de forskellige parametre ved stigende ledningsevne heller ikke er skitseret.

6.2 Forebyggelse af uønskede forekomster

6.2.1 Korrosion

Kombinationen af at gradervandsinstallationerne hovedsageligt er udført i galvaniseret stål og at vandet sædvanligvis er tempereret, godt gennemluftet og indeholder salte gør korrosionsforebyggelse til en væsentlig del af vandbehandlingen, idet vandet pga. de aktuelle forhold er aggressivt.

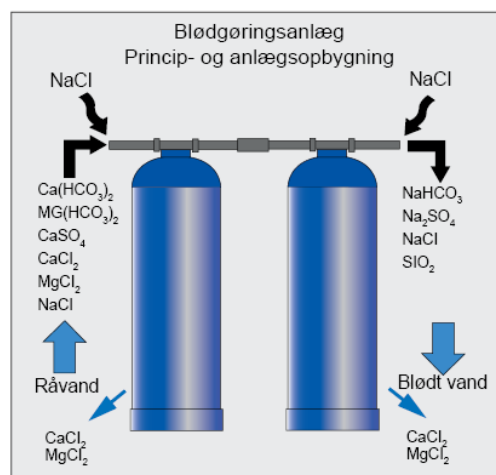
Korrosion bekæmpes i anlægget ved tilsættelse af en korrosionsinhibitor, indeholdende hydroxyethan difosforsyre (HEDP), der sammen med calcium udfælder på anlæggets overflader og på denne måde danner et beskyttende lag mod korrosion. Da anlægget er et åbent system, dvs. med uendelig adgang til ilt er det ofte en god ide at vælge at tilsætte stoffer, der inhiberer enten metalopløsningen eller iltreaktionen. På baggrund af dette samt overvejelserne i afsnit 6.1 vurderes den eksisterende metode at være grundlag for en fin korrosionsforebyggelse hvis pH-værdien samtidig hævedes fra de eksisterende 8,1 til 9-10.

6.2.2 Mineralsk fouling

Under kølevandets gennemstrømning af køletårnene sker der en fordampning og en udvaskning af udeluftens partikler som medfører et tab af kølevand og en konstant opsaltning. Denne opsaltning består som tidligere nævnt hovedsageligt af salte og mineraler, herunder kalk, som igen består af de såkaldte hårhedsdannere calcium og magnesium. Disse stoffers opløselighed bliver mindre ved stigende temperatur hvorfor de, såfremt forekomsten ikke reduceres, oftest udfælder på anlæggets varmeveksler.

Af det forrige fremgår det at det er nødvendigt løbende at tilspæde og udskifte en del kølevand. Størrelsen af vandudskiftningen afhænger bl.a. af spædevandets hårdhed, luftens forurening og køletårnenes kapacitet. På karet er der monteret to magnetventiler der, når de får signal fra en niveaumåler i karet, sørger for udskiftningen. Af fabrikantens vejledning fremgår det at den udskiftede vandmængde bør udgøre 33-67 % af den tilspædede vandmængde, hvilket stemmer fint overens med hidtidige tendenser - af anlæggets logbøger fremgår det at vandudskiftningen normalt udgør ca. 40 % af den tilspædede vandmængde.

For at holde mængden af spædevand nede og undgå forekomsten af uønskede salte og mineraler, behandles dette i et blødgøringsanlæg, hvor der foretages en ionbytning. Ionbytning har til formål at fjerne hårdheden i vandet. Ionbytteren i blødgøringsanlægget er en såkaldt kation, der er negativt ladet og derfor kemisk binder calcium- og magnesiumioner (Ca^+ og Mg^+) og bytter dem ud med natriumioner (Na^+). Spædevandet bliver således behandlet ved at risle ned over ionbyttermassen i flaskerne, der består af små polystyrenkugler med en



Figur 6.3

meget stor indre overflade (50-100 m²/g). Derefter bliver vandet presset op gennem et rør midt i beholderen og op i karet.

Når blødgøringsanlægget har "byttet" alle sine natriumioner ud med kalcium- og magnesium-ioner, skal ionbyttermassen regenereres. Dette gøres med en kraftig saltopløsning som løser kalcium- og magnesiumionerne og skyller dem i afløbet. Natrium-ionerne fra opløsningen indtager så deres plads på polystyrenkuglernes overflade så flasken igen er klar til at blive brugt. Princippet i ionbytningen er vist på Figur 6.3.

Anlægget er mængdestyret, hvilket indebærer at blødgøringsanlægget består af to filterbeholdere, eller flasker. Det vil sige at når én flaske har leveret en bestemt mængde spædevand, nærmere bestemt 15 m³, kobles der over på den anden og regenereringen påbegyndes. Fordelen ved mængdestyringen er den økonomiske drift, da anlægget altid opbruger hele sin kapacitet før en automatisk regenerering samt omskiftning mellem filterbeholdere foregår, således at anlægget altid kan levere ionbyttet vand.

For yderligere at minimere og forebygge forekomsten af mineralsk fouling, tilsættes en såkaldt belægningsinhibitor. Denne inhibitor indeholder polyakrylat, der binder resthårdheder, således at kalkstensdannelse på køleanlæggets hedeflader hæmmes. Da inhibitoren er forholdsvis sur, opløser den ligeledes, til en vis grad, allerede eksisterende kalkstensbelægninger ligesom slam holdes dispergeret i kølevandet. De dispergerede stoffer fjernes herefter ved at filtrere en delstrøm af vandet i karet. Hermed fanges en del af de fritsvævende partikler der enten er udfældet eller udvasket i køletårnene. På denne måde hindres disse partikler senere i at danne grundlag for belægninger og/eller næringsstoffer for bakterier. Den nøjagtige udformning af delstrømsfilteret er anlægsspecifikt og bestemmes af spædevandets vandkvalitet, tårnenes udformning, recirkulationens størrelse og den samlede kølevandsmængde, samt ligeledes erfaringer om belægninger i anlægget.

Af dette fremgår det at der er rigtig god kontrol med forekomsten af mineralsk fouling. Af afsnit 6.1 fremgår det at ledningsevnen i denne forbindelse til enhver tid bør holdes på et minimum, dog synes der at være et besparelspotentiale i f.eks. at lade både filterpumpe og drænventil styre efter en ledningsevнемåler i stedet for at lade disse køre uafbrudt, for på denne måde både at spare på vand- og energiforbrug.

6.2.3 Mikrobiologisk fouling

Som tidligere nævnt udvasker køletårnene en del støv og partikler fra luften som absorberes af vandet og føres rundt i systemet hvor det giver anledning til såkaldt fouling, dvs. belægninger i varmevekslere, rør, ventiler og køletårne og som medvirker til tilstopning af disse. Endvidere indeholder fouling ofte næringsstoffer, der danner grundlag for biofilm og bakterievækst, altså mikrobiologisk fouling. Biofilm er ofte værd at være opmærksom på idet varmeledningsevnen af en sådan kan være flere gange dårligere end en kalkudfældning af samme tykkelse. Der skal således kun et tyndt lag biofilm til, før det svarer til en markant tilkalket varmeveksler. Erfaringsmæssigt giver pollen- og kalkbelægninger anledning til de største problemer i varmeveksleren, hvor det f.eks. i køletårnenes tilfælde er begroinger, altså bakterievækst. Grundet både kalkens og

biofilmens lave varmeledningsevne falder effektiviteten på varmeveksleren over tid, dette viser sig ved en stigning i temperaturforskellen over veksleren.

Af køletårnernes tilstandsrapport, bilag 8, fremgår det hvordan begroinger og belægninger på ventilatorvinger, køletårnsindsatse, dyser og bundkar danner grundlag for nedsat kapacitet, hvorfor der kan være grund til at overveje om dette i fremtiden skal forsøges forebygget eller udbedret. Dette kunne f.eks. gøres ved hjælp af tilsættelse af et biocid, som er et kemikalie, hvis formål er at dræbe eller begrænse væksten af uønskede organismer.

Miljøstyrelsen foreslår dog i rapporten ”*Bedste tilgængelige teknikker (BAT) til industrielle kølesystemer*” at minimere påvirkningen fra kølevandstilsætningsstoffer og i særdeleshed fra biocider. Såfremt man vælger at anvende et biocid foreslås det, at der i valget af dette inkluderes lokale aspekter såsom vandkvalitetsmålsætninger af det modtagende vand. Temperatur og pH synes ikke at være specielt problematiske i forhold til forbyggelse af mikrobiologisk fouling.

6.2.4 Legionella

I gradervandsanlægget og specielt i køletårnene er der en overhængende risiko for forekomst af bakteriologisk vækst. Grundet de temperaturniveauer der i spidsbelastninger, eller på varme sommerdage hersker i køletårnene, er der især grund til at være opmærksom på legionellabakterien, ”*Legionella pneumophila*”¹³. Bakterien kan medføre legionærsyge, der fremkalder en alvorlig lungebetændelse og som, i Danmark, hvert år er skyld i ca. 100 smittede samt pontiacfeber som fremkalder høj feber med influenzalignende symptomer.

Legionella er almindeligt forekommende i ferskvand og andre våde miljøer, men kun farlig hvis den indåndes i form af vandige aerosoler, uheldigvis er disse aerosoler ofte tilstede i og omkring køletårnene.

Herhjemme har man endnu ikke kunne føre smitte tilbage til køletårne, selvom disse, i udlandet, har vist sig at være kilde til større udbrud af legionærsyge, bl.a. var køletårne skyld i de første registrerede udbrud i 1976 ved en kongres for krigsveteraner (legionærer), hvorfra sygdommen også fik sit navn. Det er dog et faktum at Legionella findes i mange danske kølesystemer og at dødeligheden, i Danmark, er 15%, for de nosokomielle¹⁴ dog 30%, hvorfor det er nødvendigt med en præventiv indsats mod formering og spredning. Normalt er opmærksomheden omkring forekomsten af legionella i vand størst omkring varmt forbrugsvand¹⁵, pga. af dets direkte kontakt med mennesker, samt den forstøvning som mange brusehoveder forårsager.

Undertiden er der kommet større og større fokus på forekomsten af legionella i køletårne fordi disse traditionelt er placeret på taget af bygninger og således via udgangsluften kan sprede deres forurenede aerosoler til indsugningskanaler i ventilationsinstallationer. Ligeledes er deres høje placering et emne der tit er til diskussion og i større og større grad forsøges undgået, fordi de fra taget har mulighed for at sprede aerosoler udover et meget stort areal.

¹³ Herefter ”Legionella”.

¹⁴ Nosokomial (Kommer af *nosocomium*, sygehus) Opstået på et hospital.

¹⁵ F.eks. badevand.

Legionellas forekomst i anlægget er som beskrevet i afsnit 6.1 hovedsageligt afhængig af temperaturen. Temperaturen på det urene gradervand bestemmes alene af forbruget på veksleren samt af vejrforholdene og er således størst i spidsbelastninger og på varme sommerdage. Af loggede temperaturer på afgangssiden af køletårnene ét år tilbage, se File 3, fremgår det at temperaturen af gradervandet ligger på mellem 20-25 °C i hvad der svarer til mere end 30 dage om året. Det må derfor formodes at temperaturen på tilgangssiden ligger lidt højere og altså ligger i legionellabakteriens tidlige formeringsstadie. Derfor bør man i disse perioder være ekstra opmærksom på forekomsten af legionella.

Pga. gradervandstemperaturens sammenhæng med vejrforhold og forbrug samt anlæggets funktion er det dog ikke muligt og ej heller hensigtsmæssigt at regulere temperaturen og derfor ikke en mulighed at forbygge legionella ad denne vej. Ligesom for mikrobiologisk fouling bør det også i forhold til legionella overvejes om tilsætning af et biocid skal danne grundlag for forebyggelsen heraf.

6.3 Delkonklusion

Vandbehandlings forskellige parametre er blevet analyseret ud fra deres indvirkning på korrosion, mineralsk- og mikrobiologisk fouling samt legionella. Det vurderes at en pH værdi på ca. 9-10 udgør den bedste indstilling, da gradervandsanlæggets materialer derved opnår en passivitetstilstand overfor korrosion og da der på denne måde bliver skabt et ugæstfrit miljø for bakterier og begroninger. Ved denne pH-værdi er der risiko for udfældning af mineralsk fouling, men dette ignoreres idet forekomsten kan forebygges ved hjælp af andre metoder.

Temperaturen ønskes generelt set holdt så lavt som muligt, selvom den ikke er regulerbar og man bør være opmærksom på vandets skrøbelighed overfor bakterier, herunder legionella, ved længerevarende spidsbelastninger eller i perioder med varme udetemperaturer.

Ledningsevnen ønskes i alle tilfælde holdt så lav som muligt og det bør overvejes om en ledningsevne måler evt. skal styre drænventil og filterpumpe for at nedsætte både vand- og energiforbrug.

Derudover vurderes det at sandsynligheden for forekomst af legionella i gradervandet ikke er stor, men at den er til stede og derfor til stadighed skal forsøges forebygget. Udover de nævnte faktorer, spiller jernoxider en essentiel rolle i bakteriens trivsel. Derfor kunne det tænkes at sandsynligheden for forekomst af legionella er større i de områder hvor vandet har et stort jernindhold, hvorfor man evt. burde kende lidt mere til råvandets sammensætning. Tilsidst bør det overvejes om man ønsker at iværksætte tiltag for bakteriebekæmpelse, evt. ved hjælp af tilsættelse af et biocid, der dog kræver en del miljømæssige overvejelser.

8 Konklusion

Overordnet set er der et stort potentiale for driftsoptimeringer på gradervandsanlægget.

På baggrund af undersøgelsen af gradervandets og isvandsanlæggets COP-faktor og dermed energieffektivitet, må det konkluderes at det næsten altid er mest rentabelt at lade gradervandsanlægget aftage belastningen fra kølingen af gærringstankene. Anlæggets regulering bør tilpasses således, at der ved et hvilket som helst kølebehov, kun tilføres den energimængde som er nødvendig og hvor potentialet udnyttes fuldt ud. Samtidig kunne COP-faktoren med fordel indgå som betingelse for hvilket anlæg styringen skulle vælge til en aktuel belastning.

For veksleren vil en reduktion af foulinglaget kunne give en forhøjet varmetransmissionskoefficient, hvilket bevirker at kravet til den temperatur køletårnet skal levere er højere. Af dette formodes det at den optagede effekt for køletårnet vil blive mindre, hvorfor det synes som en god idé at rense veksleren med jævne mellemrum.

Ved at frekvensregulere køletårnets pumper og blæsere vil man kunne opnå en trinløs styring af kapaciteten og herved tilpasse den elektrisk optagede effekt efter kølebehovet. Setpunktet for gradervandstemperaturen bør sænkes, for derved at yde den lavest mulige gradervandstemperatur ved de aktuelle driftsforhold. Dette ville medføre at gradervandsanlægget i større omfang overtager den køling, som isvandsanlægget under nuværende omstændigheder skulle have ydet.

I forhold til vandbehandlingen vurderes det at en stigning i pH fra de eksisterende 8,1 – (9-10), ville passivere anlæggets materialer og dermed forebygge korrosion. Det pointeres at man generelt bør holde ledningsevnen nede for at modvirke uønskede forekomster ligesom det konkluderes at man evt. bør overveje om der skal iværksættes tiltag for bekæmpelse af mikrobiologisk fouling, herunder legionella, ved tilsættelse af et biocid. I denne sammenhæng bør man være opmærksom på modtagevandets skrøbelighed over for et sådant biocid.

9 Kildeliste

Bøger

Aage Birkkjær Lauritsen, Søren Gundtoft, Aage Bredahl Eriksen: "Termodynamik", 1. udgave, 2000, Ingeniøren A/S.

Donald Q. Kern: "Process heat transfer", International udgave, 1950, McGraw-Hill Book Company.
Danfoss A/S: "Værd at vide om frekvensomformere", 1. udgave, 1991, Danfoss A/S.

Eigil Nielsen: "Noget om køleteknik – Bind I + II", 3. udgave, 2006, Forlaget Teknikdata.

Flere forfattere: "Håndbog for Maskinmestre – Bind I + II", 9. udgave, 1999, Teknisk Forlag A/S.

G. B. Hill, E. J. Pring, Peter D. Osborn: "Cooling towers", 3. udgave, 1990, Butterworth-Heinemann.

Ib Andersen: "Den skinbarlige virkelighed", 3. udgave, 2006, Forlaget Samfundslitteratur.

K. F. Larsen: "Dampkedler" 1. udgave, 2001, K. F. Bogteknik ApS.

K. K. McKelvey, Maxey Brooke: "The industrial cooling tower" 1. udgave, 1959, Elsevier Publishing Company.

Nicholas P. Cheremisinoff, Paul N. Cheremisinoff: "Cooling towers", 2. udgave, 1983, Ann Arbor Science Publishers.

Thomas Heilmann: "Pumpedrift og energi" 4. udgave, 2006, Heilmanns Forlag.

Artikler og rapporter

Kurt N. Rasmussen: "Køletårnes dynamiske funktion", HVAC 6, 2005.

Lars Eger: "Styr på kølevandet?", HVAC 2, 2004.

Internet

<http://books.google.dk/books?id=QiWUFOkPBPIC&pg=PA409&dq=heat+exchanger+chervon&cd=1#v=onepage&q=&f=false>

<http://www2.mst.dk/udgiv/publikationer/2008/978-87-7052-833-7/pdf/978-87-7052-834-4.pdf>

www.wikipedia.com



KME