



**TEKNOLOGISK
INSTITUT**



OPTIMERING AF VÆSKEKOBLEDE BATTERIER KOMONENTUDVIKLING OG DIMENSIONERINGSVÆRKTØJ

Januar 2017

Indholdsfortegnelse

	Side
1 Sammenfatning	3
2 Baggrund	4
3 Potentiale vurdering	5
3.1 Definition	5
3.1.1 Andre genvindingssystemer	6
3.2 Potentiale vurdering	6
3.2.1 Hospitaler	7
3.2.2 Forskningsinstitutioner	8
3.2.3 Træ- og møbelindustri	8
3.2.4 Trykkerier	9
3.2.5 Medicinalindustri	9
3.2.6 Fremstilling af gummiprodukter m.v.	10
3.2.7 Fremstilling af elektriske maskiner m.v.	10
3.2.8 Handel med biler, autoreparation, servicestationer	11
3.2.9 Hotel- og restaurationsvirksomhed m.v.	11
3.3 Nuværende styringsstrategi for væskekoblede batterier	12
3.4 Eksisterende dimensioneringsværktøjer for væskekoblede batterier	13
4 Dimensioneringsværktøj	15
4.1 Teori for varmegenvinding	15
4.2 Dimensioneringsværktøj for varmegenvindingenheder	21
4.2.1 Detaljeret beskrivelse af dimensioneringsværktøj	21
4.3 Performancetest af væskekoblede batterier	23
4.3.1 Eksempler på anvendelse af værktøjet i designfasen	24
5 Designkoncept for væskekoblede batterier	28
5.1 Energieffektivt koncept for væskekoblede batterier	28
5.2 Sammenhæng mellem effektivitet og tryktab	28
5.3 Additiver i væskekredsen	30
5.4 Andre koncepter	30
6 Udvikling af nyt koncept for styring og regulering af genvindingssystemet	37
6.1 Styring af effekten af de varmeoverførende flader	37
6.1.1 Baggrund	37
6.1.2 Optimering af flowet i væskekredsen	37
6.1.3 Reguleringskoncept	39

7	Generelle forhold vedrørende tryktab og varmeovergang på væskesiden	42
7.1	Valg af rørdiameter	43
7.2	Valg af hastighed	44
7.2.1	Optimering af hastighed og tryktab i mellemkredsen	44
8	Bypass af de varmeoverførende flader	50
8.1	Baggrund	50
8.2	Simpelt bypass	50
8.2.1	Komfortventilationsanlæg	50
8.2.2	Industriventilationsanlæg	52
8.2.3	Konklusion	55
8.3	Bypass med regulerbare spjæld	55
8.3.1	Komfortventilationsanlæg	56
8.3.2	Industriventilationsanlæg	57
9	Teori for og tests af varmeoverførende flader	58
9.1	Pumpearbejde og glykolprocent	60
9.1.1	Pumpearbejde	60
9.1.2	Glykolprocent	61
9.2	Test og dokumentation	62
9.2.1	Test af TT Coil køle-/varme flade i Eurovent prøvestanden	62
9.2.2	Måleresultater og TT-coil beregning	62
9.2.3	Analyse af måleresultaterne - varmeovergang	62
9.2.4	Analyse af måleresultaterne - tryktab	64
9.2.5	Systemoptimering baseret på laboratorietests	65
9.2.6	Test af en varme flade in-situ	67
10	Cases	70
10.1	Haldor Topsøe A/S	70
10.2	Danfoss Nordborg	80
11	Formidling	84
11.1	Artikler m.v.	84
11.2	Kurser	84
12	Bilag	85
	Referencer	88

1 Sammenfatning

Nærværende projekt har haft til formål at undersøge mulighederne for at opnå højere systemvirkningsgrad for ventilationsanlæg med væskekoblede batterier, dvs. lavest mulig energiforbrug, samtidig med at de samlede årlige driftsomkostninger minimeres.

I projektet er der bl.a. udviklet et nyt dimensioneringsværktøj, der sætter de rådgivende ingeniører og ventilationsentreprenørerne i stand til at optimere anvendelsen af varmegenvinding generelt, herunder genvinding med væskekoblede batterier, ud fra energiforbrug og driftsøkonomi i den givne situation hos kunden. Desuden er der udviklet nye designretningslinjerne for systemløsninger, der sikrer højere virkningsgrad for genvindingssystemer med væskekoblede batterier. Endvidere er der udviklet et værktøj til performancetest af væskekoblede batterier, der desuden kan anvendes ved optimering af såvel nye som eksisterende væskekoblede batterier. Endelig er der udviklet et styringskoncept for det væskekoblede batteri's mellemkreds, der sikrer optimal systemvirkningsgrad under alle driftskonditioner.

Resultaterne fra projektet er løbende formidlet til energirådgivere, ventilationsentreprenører og leverandører gennem artikler og deltagelse i kursusaktiviteter.

Projektet er finansieret af ELFORSK programmet med projektnr. 346-009, og er udført af følgende projektdeltagere i perioden 1. april 2014 til 1. februar 2017:

Søren Draborg	Projektleder	+45 72202028	Teknologisk Institut
Otto Paulsen	Dimensioneringsværktøj, reguleringskoncept m.m.	+45 72202431	
Claus M. Hvenegaard	Dimensioneringsværktøj	+45 72202525	
Christian Drivsholm	Kortlægning,	+45 72201380	
Peter Svendsen	Reguleringskoncept	+45 72201051	
Søren Duval	Ventilationskoncept	+45 42422010	JS Ventilation A/S
Peter Rasmussen	Udvikling af varmepladekoncept	+45 44200400	TT Coil A/S
Jan O. Jensen	Ventilationscase	+45 2249661	Haldor Topsøe A/S

2 Baggrund

Ventilationsanlæg i store dele af industrien og i den kommercielle sektor anvender stadig væskekoblede batterier til varmegenvinding i ventilationsanlæg. Det skyldes ofte krav til at indblæsningsluften ikke må forurennes af afkastluften, hvilket er tilfældet ved de øvrige genvindings-teknologier. Væskekoblede batterier anvendes f.eks. i plastindustrien, træindustrien, medicinalindustrien, grafisk industri, kemisk industri samt i laboratoriebygninger og forskningsinstitutioner. Desuden anvendes væskekoblede batterier til varmegenvinding i ventilationsanlæg, der placeres i rum med begrænset loftshøjde. Af de førnævnte årsager vil væskekoblede batterier ligeledes i fremtiden repræsentere en betydelig del af de varmegenvindingssystemer der etableres, da der ikke er reelle alternativer når det er et krav at luftstrømmene holdes adskilt. Udfordringen med væskekoblede batterier er imidlertid, at de normalt har betydelig dårligere effektivitet end de alternative muligheder for varmegenvinding som krydsvekslere og roterende vekslere, der har en effektivitet på op til ca. 85%. Det ses ofte at effektiviteten for ældre væskekoblede batterier er helt ned til 30% og det er sjældent at effektiviteten af væskekoblede batterier er højere end 55%. Det betyder, at anvendelsen af væskekoblede batterier, som det er nu, medfører et langt højere varmeforbrug end hvis der var anvendt anden type af genvinding. Der er i teorien intet til hinder for at effektiviteten af væskekoblede batterier kan øges, så den er på højde med krydsvekslere og roterende vekslere, hvilket dog har indflydelse på tryktabene i ventilationsanlæggene og dermed elforbruget. Endelig har væskekoblede batterier ikke en by-pass-funktion, hvilket betyder at tryktabet i det væskekoblede batteri's flader er til stede konstant, - også når der ikke er behov for varmegenvinding. Dette er en udfordring i industrien, hvor der ofte er stort varmeoverskud der stammer fra produktionsprocesserne, som gør at varmegenvindingen kun er aktiv i en ret begrænset del af året.

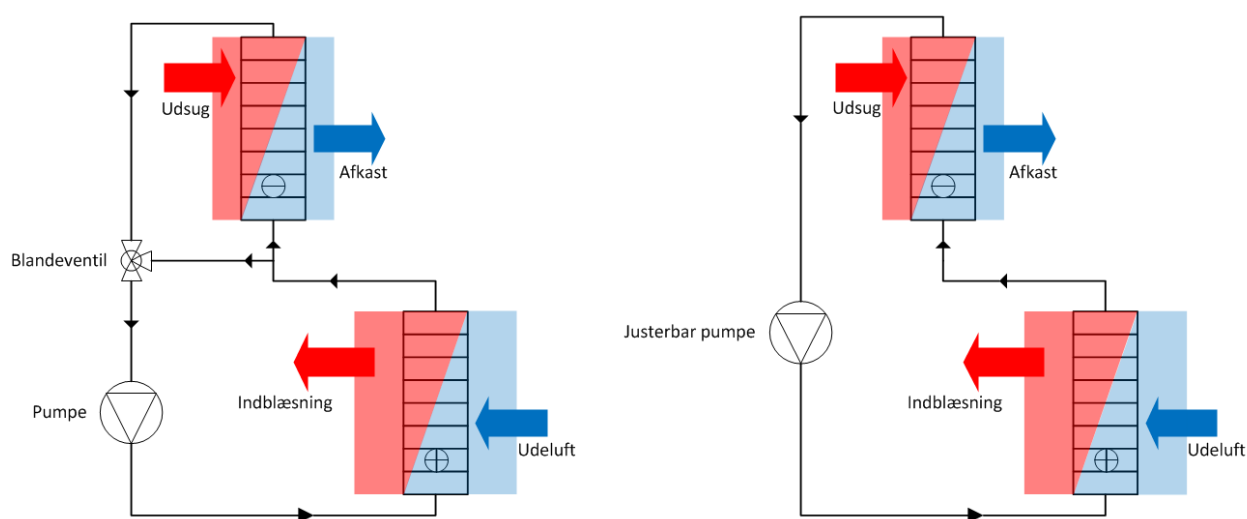
Virkningsgraden af varmegenvindingen er af helt afgørende betydning for ventilationsanlægs energiforbrug, og dermed driftsøkonomi. Selv moderate forbedringer, f.eks. en forøgelse af effektiviteten fra 45% til 55%, vil normalt være rentabelt for eksisterende anlæg der kun er drift i dagtimerne. I eksisterende anlæg hvor virkningsgraden kan øges betydeligt, f.eks. fra 35% til 55%, eller hvor ventilationsanlægget er i drift konstant er tilbagebetalingstiden som regel få år. Hvis der er tale om nye ventilationsanlæg er merprisen for et effektivt varmegenvindingssystem tjent ind efter første varmesæson.

Målgruppen for projektet er primært til rådgivere, ventilationsentreprenører, leverandører og energirådgivere. Desuden er virksomhedernes egne projektafdelinger en væsentlig del af målgruppen.

3 Potentiale vurdering

3.1 Definition

I et ventilationsanlæg med væskekoblede batterier sker varmegenvindingen ved at en væske, typisk vand med glykol, cirkulerer mellem to rørforbundne flader, der henholdsvis er placeret i udeluft- og afkastkanalen. Den ønskede temperatur i indblæsningen bestemmes enten med en pumpe og en blandeventil, eller med en justerbar pumpe der justerer flowet efter behovet, se figur 4.1. En af fordelene ved denne varmegenvindingsmetode er, at lækagen imellem udeluft- og afkastkanalen fuldstændigt er elimineret, hvorimod andre varmegenvindingsmetoder har en vis lækage.



Figur 3.1.1 Væskekoblede batterier med henholdsvis pumpe med blandeventil og justerbar pumpe.

Der anvendes oftest ethylenglykol i væsken som frostsikring til varmevekslerfladerne med et typisk blandingsforhold på 30/70%, hvor de 30% er ethylenglykol og de 70% er vand. Overordnet falder temperaturvirkningsgraden som tommelfingerregel med 1% for hver 10% glykol, der er i væsken.

U-værdien, dvs. arealet af fladerne og kapacitetsstrømmen, har afgørende betydning for virkningsgraden. Endvidere vil afkastningsluftens relative fugtighed og forholdet mellem volumenstrømme og temperaturerne i udeluft- og afkastningskanalerne også ændre varmeoverføringen i genvindingsfladerne.

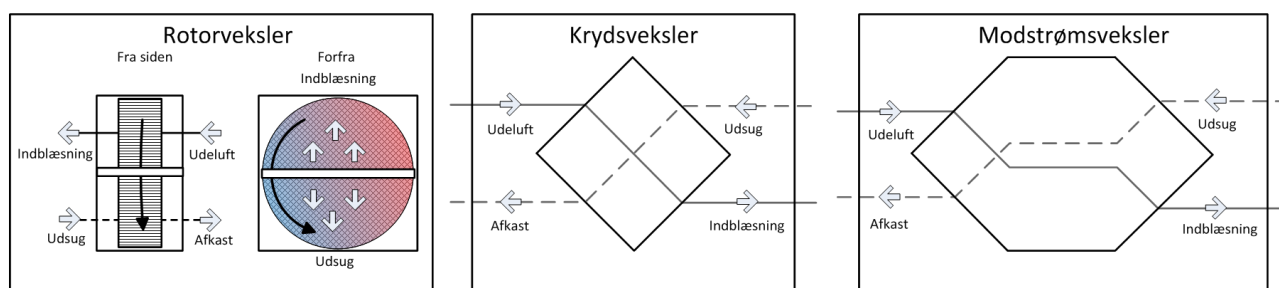
Nye væskekoblede batterier har typisk en temperaturvirkningsgrad på 50-65%. Ifølge bygningsreglementet skal et nyt opsat ventilationsanlæg udføres med varmegenvinding med en temperaturvirkningsgrad som udgangspunkt på mindst 70%, hvilket p.t. ikke er muligt med væskekoblede batterier. Dog kan der gives dispensation hvis der f.eks. er rum med særlig kildeforurening, hvor der af hensyn til kontamineringsfare ikke må opsættes roterende varmeveksler eller lignende. Endvidere kan der gives dispensation såfremt afkastningsluftens overskudsvarme ikke på rimelig måde kan udnyttes.

De steder hvor væskekoblede batterier almindeligvis er anvendt er følgende:

- Hvor udeluft- og afkastkanalerne ikke er placeret samme sted, eller ved en eventuel pladsmangel ved eksisterende anlæg, hvor der ønskes varmegenvinding
- Hvor der af sikkerheds- og arbejdsmiljømæssige årsager ikke ønskes nogen form for opblanding af afkast og indblæsning
- Hvor der anvendes så store anlæg, at f.eks. en krydsveksler er for pladskrævende
- Hvor der er så stor forskel på luftmængderne i udeluft- og afkastkanalerne, at rotorveksler eller krydsveksler være unødvendigt store, idet de dimensioneres efter største luftmængde
- Hvor udsugningsluften kan være så aggressiv, at man med fordel kan undgå at beskadige begge kanaler frem for kun afkastkanalen

3.1.1 Andre genvindingsystemer

De mest anvendte varmegenvindingsmetoder udover væskekoblede batterier er rotorveksler, krydsveksler og modstrømsveksler, se figur 3.1.2 for principtegninger.



Figur 3.1.2 Principtegninger for krydsveksler, modstrømsveksler og rotorveksler

En rotorveksler består af en cylindrisk rotorflade, der under rotation optager og akkumulerer varmen fra afkastluften og afgiver den til indblæsningsluften. Desuden kan der være en renblæsningssektion, der mindsker risikoen for at indblæsningsluften forurenes af afkastluften. Rotorvekslere anvendes normalt hvor det er uden betydning af der er en vis lækage mellem afkastluft og friskluft, f.eks. til ventilationsanlæg for kontorer og lignende. Rotorvekslere er normalt ikke velegnede ved industrielle anvendelser. Der findes dog rotorvekslere med renblæsningssektioner (med trykovervågning), som er anvendt i industrien (f.eks. i automobilindustrien og hospitalssektoren). Roterende varmevekslere har typisk en temperaturvirkningsgrad op i mod 85%.

Krydsveksleren og modstrømsveksleren minder meget om hinanden. Varmegenvindingen sker ved at luftstrømmene passerer hinanden adskilt af en række plader med god varmeledning. Dette medfører, at der kun er en meget lille lækagestrøm. Forskellen er at luftstrømmene skal vandre længere i modstrømsveksleren og kan derfor overføre en større mængde varme fra afkastningsluften. Disse veksler typer kan anvendes der hvor udsugningsluften er kun er lettere forurenet af eksempelvis lugt og støv. Temperaturvirkningsgraden for krydsveksleren er på omkring 50-65%, hvorimod modstrømsveksleren kommer op omkring 85%. Modstrømsvekslere er vid udbredt til mindre komfortventilationsanlæg til f.eks. boliger, mens krydsvekslere anvendes i større ventilationsanlæg.

3.2 Potentiale vurdering

I dette kapitel introduceres en række brancher, hvor der anvendes væskekoblede batterier i ventilationssystemet. Det beskrives i hvor stort omfang denne type varmegenvinding anvendes,

samt hvad grundlaget for anvendelsen er, idet både sikkerheds- og arbejdsmiljømæssige problemstillinger kan ligge til grund for at benytte væskekoblede batterier.

Det er i forbindelse med projektet kortlagt, hvor stort et energiforbrug i det danske erhvervsliv, der anvendes til rumvarme, samt hvorvidt brancherne benytter sig af væskekoblede batterier. De ti brancher med størst potentiale er udvalgt, se tabel 3.2.1. Det er beskrevet hvilke problemstillinger, der er i brancherne og dermed hvad der danner grundlag for anvendelsen af væskekoblede batterier.

Branche	Rumvarme forbrug, i alt [TJ]	Potentiale for væskekoblede batterier [TJ]
Hospitaler	2.669	850
Forskningsinstitutioner	268	98
Træindustri	860	110
Møbelindustri	1.136	291
Trykkerier	515	185
Medicinalindustri	1.133	331
Fremstilling af gummiprodukter m.v.	613	234
Fremstilling af elektriske maskiner m.v.	641	99
Handel med biler, autoreparation, servicestationer	1.620	159
Hotel- og restaurationsvirksomhed m.v.	3.247	239
I alt	12.702	2.596

Tabel 3.2.1 Oversigt over potentialet for væskekoblede batterier udspecificeret på de ti væsentligste brancher.

Der kunne være udvalgt flere brancher, som f.eks. mejerier og isfabrikker. Det samlede rumvarmeforbrug i brancherne der anvender væskekoblede batterier udgør i alt 20.963 TJ, hvoraf det totale potentiale for væskekoblede batterier er estimeret til 3.690 TJ.

3.2.1 Hospitaler

Det er især udbredt at benytte væskekoblede batterier på hospitaler, og det estimeres at op mod 23% af det samlede potentiale befinder sig her. De områder hvor væskekoblede batterier oftest anvendes på hospitaler er:

1. Isolationsstuer og smittefølsomme områder generelt
2. Operationsstuer

I det følgende beskrives hvilke problemstillinger der er i branchen og dermed hvad der danner grundlag for anvendelsen af væskekoblede batterier.

Isolationsstuer og smittefølsomme områder generelt

Isolationsstuer anvendes til patienter der har fået konstateret sygdomme som f.eks. tuberkulose, fugleinfluenza og andre sygdomme med høj smitterisiko. For at kontrollere smittefaren opretholdes der et undertryk i stuerne, der sikrer at luften dirigeres fra de mindre kontaminede områder til de mere kontaminede områder. Alt efter sygdomstilfældet anvendes der sluse, som personale skal passere for at bevare undertrykket. Det er vigtigt at afkastluften ledes til det fri, og ikke spredes i ventilationssystemet.

Operationsstuer

Det er vigtigt at undgå bakterier på operationsstuer. Selv små mængder af bakterier i luften kan medføre alvorlige infektioner og betændelse hos patienterne, idet der arbejdes med åbne sår under operationerne. Langt størstedelen af de bakterier der tilføres patienten under en operation sker via luften. Derfor er der meget høje krav til luftens renhed i operationsfeltet. Der anvendes to principper for ventilation på operationsstuer, henholdsvis Turbulent Air Flow (TAF) og Laminar Air Flow (LAF). TAF, eller konventionel ventilation, sker ved at indblæsningsluften blandes med luften i lokalet samtidigt med, at der suges luft ud. LAF er en retningsbestemt lineær luftstrøm til operationsfeltet, der hindrer indstrømning af "uren" luft fra resten af lokalet.

3.2.2 Forskningsinstitutioner

Formålet med ventilation i laboratorier er hovedsageligt at beskytte brugerne imod skadelige påvirkninger. Procesventilationen består almindeligvis af punktudsug, stinkskabe, aftrækskasser m.v. alt efter laboratorieopgaven.

De områder hvor væskekoblede batterier oftest anvendes på forskningsinstitutioner er:

1. Laboratorier – smittefølsomme områder
2. Laboratorier – giftige og lugtende stoffer
3. Renrumslaboratorier

I det følgende beskrives hvilke problemstillinger der er i branchen og dermed hvad der danner grundlag for anvendelsen af væskekoblede batterier.

Laboratorier – Smittefølsomme områder

Smittefølsomme områder er typisk i laboratorier, hvor der arbejdes med biologiske reagenser. Det kunne være opgaver, hvor der arbejdes med bakterier, virus, svampe og andre smittefarlige mikroorganismer. Ventilationen skal sørge for at rumluften holdes ren, så brugerne ikke udsættes for fare. Der benyttes stinkskabe eller biologiske sikkerhedskabinetter til udsugning, og der opretholdes samtidigt et mindre undertryk i lokalet for at undgå spredning af eventuel forurennet luft.

Laboratorier – Giftige stoffer

Giftige stoffer i laboratorier må ikke spredes, da de kan være sundhedsskadelige at indånde. Det kan være i forbindelse ved arbejde med saltsyre, svovldioxid, kraftfremkaldende stoffer o.l.. Indåndes disse stoffer kan det medføre sygdom og/eller fravær fra arbejdspladsen. Der anvendes typisk stinkskabe hvorfra udsugningen sker, imens der indblæses foretages i selve lokalet. Der holdes et svagt undertryk i laboratoriet for at undgå spredning af eventuel forurennet luft.

Renrumslaboratorier

Renrumslaboratorier benyttes f.eks. ved udvikling af chips og halvlederkomponenter. Ventilationen skal sikre at eventuelle forureninger fra omgivelserne ikke trænger ind i laboratoriet, da det kan beskadige den produktion der foregår. Det er samtidig vigtigt at sikre den tilførte luft er ren. Modsat smittefølsomme og områder hvor der håndteres giftige stoffer, ønskes der et overtryk i disse laboratorier, for at holde forurennet luft ude. Der kan dog benyttes andre varmegenvindingsmetoder end væskekoblede batterier, alt efter klassificeringen af laboratoriet, idet filtre som HEPA/ULPA filtrerer tilstrækkeligt, medmindre der udledes eventuelle gasarter.

3.2.3 Træ- og møbelindustri

De områder hvor væskekoblede batterier oftest anvendes i træ- og møbelindustrien er:

1. Fræsning
2. Overfladebehandling, f.eks. maling og lakering
3. Limning

I det følgende beskrives hvilke problemstillinger der er i branchen og dermed hvad der danner grundlag for anvendelsen af væskekoblede batterier.

Fræsning

Når der fræses opstår der støv og dampe/gasser, alt efter hvilket materiale der bearbejdes. Ubehandlet træ afgiver støv og træspåner mens fræsning af plader kan udlede formaldehyd- og ammoniakdampe. Disse dampe kan være sundhedsskadelige ved indånding og lede til dårligt arbejdsmiljø. Der er ofte etableret punktudsugning og/eller indkapslede fræsere ved fræseprocesserne, der optager emissionerne.

Overfladebehandling, f.eks. maling og lakering

Ved lakering er det vigtigt at bortsuge de dampe der dannes ved lakeringen og den efterfølgende tørring. Indånding af dampe kan lede til utilpashed og svimmelhed, og kan på sigt føre til varigt skadet helbred. Formaldehyd indgår blandt andet i syrehærdende lakker og frigives under hærdning. Det er derfor vigtigt at disse dampe bortledes uden risiko for at de kan trænge ind i indblæsningen. Det kræver god afskærmning og indkapsling for effektivt at bortsuge disse dampe fra processerne.

Limning

Når træet skal sammenføjes ved limning udvikles der dampe der ikke bør indåndes. Endvidere indgår formaldehyd ofte i limen og frigives under hærdningen. Der er normalt etableret indkapsling eller punktudsugning for at bortlede dampene på en sikker måde.

3.2.4 Trykkerier

Grafisk industri omfatter grafisk forarbejdning af aviser, tidsskrifter, reklamer o.l.. I den forbindelse anvendes der til tider organiske opløsningsmidler. Disse opløsningsmidler kan medføre hjerneska-der, leverskader og skader på nervesystemet. Det er både under selve trykningen at der afgives dampe, og ved den efterfølgende tørring. Der foretages procesudsug gennem inddækninger på trykkerimaskinerne, punktudsug ved farveopberedning etc.. På grund af afkastluftens indhold et dampe er det vigtigt at der er sikkerhed for at afkastluften bortledes uden risiko for at forurene indblæsningsluften.

3.2.5 Medicinalindustri

I medicinalindustrien er formålet med ventilation dels at beskytte brugerne imod skadelige stof-fer, men også at beskytte produktionen mod kontaminering. De områder hvor væskekoblede batterier oftest anvendes i medicinalindustrien er:

1. Renrum
2. Laboratorier

I det følgende beskrives hvilke problemstillinger der er i branchen og dermed hvad der danner grundlag for anvendelsen af væskekoblede batterier.

Renrum

Ved produktion af visse medicinske produkter anvendes renrum, idet der er høje krav til renhed. Det ønskes at hindre at forurening fra omgivelserne trænger ind i rummet og eventuelt beskadiger

produktionen. Der opretholdes et svagt overtryk i lokalet, der hindrer forureninger i de omkringliggende lokaler i at trænge ind. Det er samtidig vigtigt at sikre at den tilførte luft er helt ren. Der kan dog benyttes andre varmegenvindingsmetoder, alt efter klassificeringen af rummet, idet filtre som HEPA/ULPA filtrerer tilstrækkeligt, medmindre der udledes eventuelle gasarter.

Laboratorier

I medicinalindustrien er der oftest tale om kemiske reaktioner og gæringsprocesser ved anvendelse af mikroorganismer. I den forbindelse kan der udledes sundhedsskadelige stoffer, der ikke ønskes spredt. Endvidere kan der være støvende processer i forbindelse med færdigbehandling og pakning af eksempelvis tabletter. Der anvendes stinkskabe m.v., hvorfra emissionerne bort-suges. Ofte opretholdes et svagt undertryk i lokalet, der hindrer spredning af sundhedsskadelige stoffer til omkringliggende områder.

3.2.6 Fremstilling af gummiprodukter m.v.

I denne branche anvendes der både rågummi og syntetisk gummi til at producere drivremme, transportbånd, pakninger, tætningslist m.m.. I det følgende beskrives hvilke problemstillinger der er i branchen og dermed hvad der danner grundlag for anvendelsen af væskekoblede batterier.

Fremstilling af gummiprodukter m.v.

Et eksempel på fremstilling af gummiprodukter kunne være EPDM-gummi, også kaldet ethylenpropylen-gummi, som almindeligvis anvendes til tagfolier. I forbindelse med fremstillingen udledes der forskellige stoffer, der alle kan være sundhedsskadelige. Ved tagfolier er der eksempelvis anvendt bromerede flammehæmmere, hvor nogle af dem er klassificeret som miljø- og sundhedsskadelige. Endvidere kan dicyclopentadien anvendes i EPDM-gummi, hvilket også er klassificeret sundhedsskadeligt. Fremstilling af andre gummiprodukter har lignende sundhedsmæssige problemstillinger. Som udgangspunkt anvendes der punktudsugning ved de processer hvor de aktuelle stoffer udledes.

3.2.7 Fremstilling af elektriske maskiner m.v.

Branchen omfatter fremstilling af vindmøller, ledninger/kabler, elektriske afbrydere og el materiel, belysningsarmaturer elmotorer og –generatorer des lignende. De største virksomheder i denne branche er Vestas, Siemens Wind Power og NKT. Udvalgte områder hvor væskekoblede batterier typisk anvendes er:

1. Fremstilling af vindmøllevinger
2. Maling af vindmølletårne etc.
3. Fremstilling af kabler m.v.

Fremstilling af vindmøllevinger

Under fremstillingen af vindmøllevinger anvendes der blandt andet isocyanater og epoxyprodukter til spartling, maling og som bindemiddel i forbindelse med støbning. De gasser der udledes under disse processer er sundhedsskadelige, eftersom de ved indånding kan være allergifremkaldende, irritationsfremkaldende ved næse/mund, kan give skader på slimhinder/lunger og i værste tilfælde er kræftfremkaldende. Der udledes varme ved disse processer, og ventilations-teknisk kræves der intens udsug i og omkring dem. Ved højrisikoområder er produktionsprocessen indkapslet, hvorfra der er etableret udsugning. Dette gælder eksempelvis ved støbning af

vingerne. Ydermere anvendes der åndedrætsværn, hvis der skal arbejdes med og nær ved stofferne.

Maling af vindmølletårne

Maling af vindmølletårne foregår manuelt med sprøjtning af epoxybaserede grundmalinger og polyurethan. De gasser der udledes i den forbindelse er sundhedsskadelige, eftersom de ved indånding kan være allergifremkaldende, irriterende ved næse/mund, kan give skader på slimhinder/lunger og i værste tilfælde er kræftfremkaldende. Ventilationsteknisk ventileres der ved brug af indblæsningsposer, der blæser i retning mod det liggende vindmølletårn der males på. Udsugningen sker på den anden side af tårnet, der medfører at den forurenede luft fjernes fra arbejdsområdet og spredningen af gasserne reduceres markant.

Fremstilling af kabler m.v.

Ved produktion af kappe- og isolationsmaterialer er der risiko for udslip af sundhedsskadelige stoffer. Eksempelvis udvikles der vinylklorid ved produktion af blød PVC, hvilket er kræftfremkaldende. Ved optiske kabler anvendes aramidfibre, der indeholder aromatiske forbindelser som benzen, hvilket er kræftfremkaldende og giftigt ved indånding. Der anvendes punktudsug og udsug i indkapslede områder i forbindelse med fremstillingen af disse kabler.

3.2.8 Handel med biler, autoreparation, servicestationer

Denne branche omfatter handel med biler og motorcykler, alt indenfor autoreparation samt servicestationer og de dertil hørende kiosker. De områder hvor væskekoblede batterier oftest anvendes ved handel med biler, autoreparation, servicestationer er:

1. Malerværksted
2. Autoreparationer generelt

I det følgende beskrives hvilke problemstillinger der er i branchen og dermed hvad der danner grundlag for anvendelsen af væskekoblede batterier.

Malerværksted

Ved lakering er det vigtigt at bortsuge de dampe der dannes fra malingsprocesserne. Indånding af disse dampe kan lede til utilpashed og svimmelhed, og kan på sigt føre til varige sundhedsskader. I visse tilfælde anvendes der zinkchromatholdige produkter, hvilket kan virke irriterende og kræftfremkaldende. Foruden anvendelse af åndedrætsværn ventileres der med udsug gennem riste i gulve, og indblæsning i loftet for at reducere mængden af emissioner i ansigtshøjde. Ved mindre maleropgaver anvendes der typisk punktudsugning.

Autoreparationer generelt

I forbindelse med autoreparationer kommer personalet i kontakt med udstødningsgasser, olie-dampe, diverse opløsningsmidler, slibestøv og rensningsdampe. Disse elementer kan have stor indflydelse på utilpashed og sygdom på arbejdspladsen, og spredningen af dem skal derfor elimineres så vidt muligt. Det er typisk via punktudsugning spredning af diverse dampe/gasser undgås.

3.2.9 Hotel- og restaurationsvirksomhed m.v.

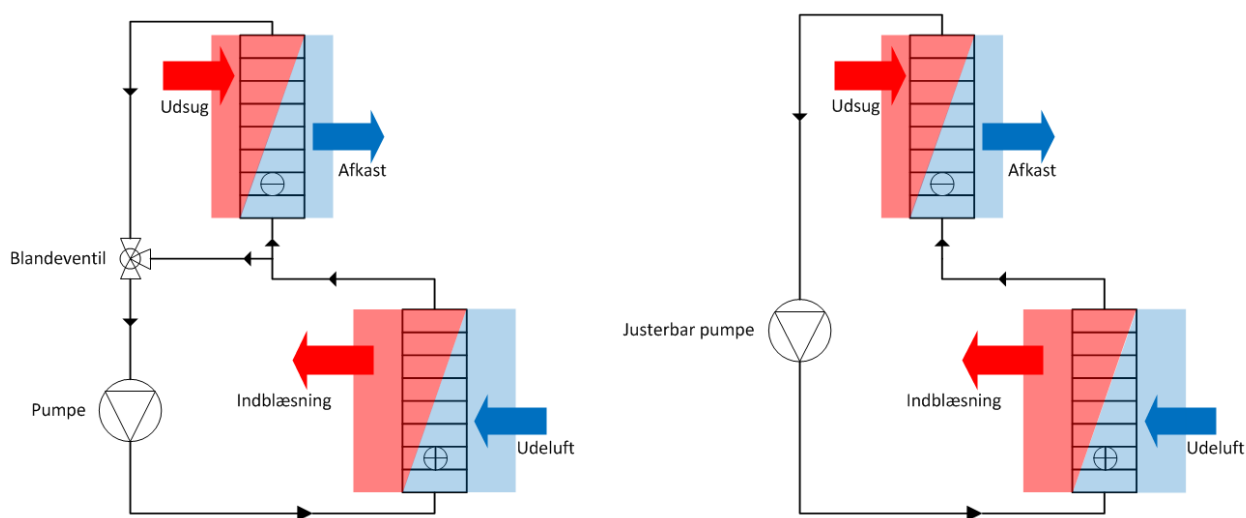
Denne branche omfatter hoteller, moteller, restauranter, cafeer etc., hvor anvendelsen af væskekoblede batterier især sker ifm. køkkener. I det følgende beskrives hvad der danner grundlag for anvendelsen af væskekoblede batterier i branchen.

Køkkener

I denne branche er der gode besparelsesmuligheder ved at varmegenvinde på udsugningen. Dette skyldes den store varmeudledning der er ved madlavning og opvask. Ventilationen sker gennem emhætter og udsugningssystemer, der bortsuger den varme og forurenede luft fra ko-geplader, ovne, opvaskemaskiner des lignende. Indblæsningen foretages gennem lofthængte poser eller loftarmaturer.

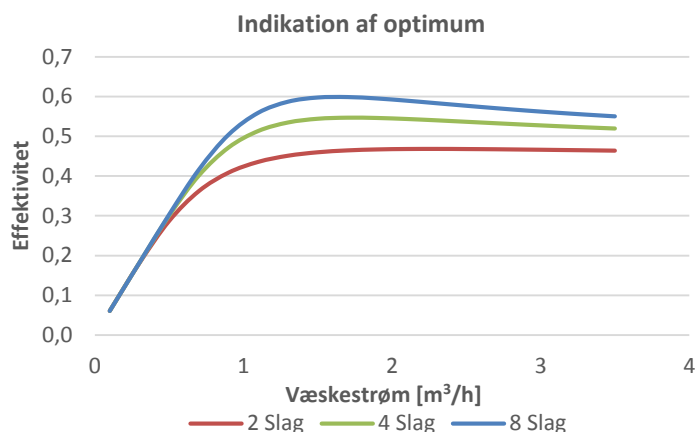
3.3 Nuværende styringsstrategi for væskekoblede batterier

Ydelsen af varmegenvindingen styres enten af indblæsningstemperaturen i kanalen umiddelbart efter indblæsningsaggregatet (bruges fortrinsvis ved anlæg med flere forsyningspunkter med forskelligt setpunkt for endelig ønsket indblæsnings-/rumtemperatur, og der foretages slutopvarmning med zonevarmeplader) eller med én eller flere rumtemperaturfølere anbragt i det/de rum der forsynes. Ydelsen af genvindingen reduceres/øges i afhængighed af behovet for opvarmning af indblæsningsluften ved at reducere/øge væskeflowet gennem varmegenvindingsfladerne. Dette sker ved bypass'e en delstrøm i de anlæg der reguleres med en blandeventil eller ved at justere pumpehastigheden i de anlæg, der er udrustet med en regulerbar pumpe. De fleste nye anlæg etableres med en regulerbar pumpe, da denne løsning er den mest energieffektive i forhold til energiforbruget til pumpedriften.



Figur 3.3.1 Væskekoblede batterier med henholdsvis pumpe med blandeventil og justerbar pumpe.

Som det fremgår af kapitel 6 er det vigtigt ved dimensioneringen af pumpeydelsen at kapacitetsstrømmen i væskekredsen, dvs. produktet væskeflowet C_v og varmfylden $c_{p,v}$, er den samme som kapacitetsstrømmen i indblæsningen og udsugning. Hvis kapacitetsstrømmen på væskesiden er større end på luftsiden forringes effektiviteten det væskekoblede batteri en smule, hvilket er illustreret med nedenstående figur. Desuden har pumpen et unødigt stort elforbrug.



Figur 3.3.2 Optimum for effektivitet af væskekoblede batterier som funktion af væskestrøm.

Reguleringsteknisk er det også et problem, hvis kapacitetsstrømmen på væskesiden overstiger kapacitetsstrømmen på luftsiden, fordi reguleringen bliver "fanget" i en driftstilstand på den forkerte side af optimum i tilfælde af varmekald der overstiger ydeevnen af genvindingssystemet. Herved kommer genvindingssystemet til at yde mindre end det kunne have gjort, hvis kapacitetsstrømmen mellem luft og væske var afstemt. Den nævnte problemstilling er kun aktuel, hvis totalvirkningsgraden af de væskekoblede batterier er over 50%, dvs. at virkningsgraden af hver varmeoverførende flade er over ca. 70%. Hvis virkningsgraden er lavere øges den varmeoverførende effekt af de væskekoblede batterier med øget væskestrøm i mellemkredsen.

Den ovenfor beskrevne sammenhæng er ikke et problem, hvis ventilationsanlæggets luftflow er konstante og kapacitetsstrømmen af væskesiden er reguleret ind så den passer til luftflowene. I praksis er luftflowene i mange tilfælde varierende, idet luftflowene afpasses til behovet på forbrugsstederne. Det er f.eks. tilfældet for et ventilationsanlæg for et laboratorium, hvor luftflowene afhænger af brugen af laboratoriets stinkske etc.. Ved udlægningen af væskekredsen er der normalt taget udgangspunkt i ventilationsanlæggets dimensioneringstilstand, dvs. maksimal luftmængde. I forhold til den nuværende reguleringsstrategi (og/eller reguleringskomponenter) er der behov for en ny strategi, se kapitel 6, hvor der tages højde for varierende luftflow i de anlæg hvor dette forekommer.

3.4 Eksisterende dimensioneringsværktøjer for væskekoblede batterier

Væskekoblede batterier dimensioneres som udgangspunkt ud fra de krav som kunden (bygherren) eller dennes rådgiver stiller til effektiviteten af genvindingssystemet i det omfang at der stilles krav. De væskekoblede batterier dimensioneres derfor ud fra:

- luftmængder i indblæsningen og udsugning (de maksimale)
- temperaturer på indblæsnings- og udsugningsluften
- fugtindhold

- ønske om virkningsgrad af varmegenvindingen
- rimelige tryktab på både luft- og væskeside i de varmeoverførende flader

Der er lidt forskel på om der kigges på anlægget som en helhed, når der regnes på tryktabet, eller om hver anlægsdel for angivet en max værdi. Der er dog enighed om, at tryktabet skal holdes nede, så SEL værdien kan holdes under 2,1 på anlægget som helhed, idet dette er kravet i Bygningsreglementet. Et typisk tryktabskrav til genvindingsfladerne er typisk 100 Pa. På væskesiden forskrives der typisk et tryktab på maksimalt 30 kPa med 30% ethylenglykol. Væskesiden lægges normalt ud til et fast tryk, og typisk efter at der køres mest effektivt ved maksimal last. De nævnte tryktab er ofte fastsat ud fra erfaring og er ikke baseret på hvad der er optimalt i den konkrete situation. Tilsvarende foreskrives ofte af systemvirkningsgraden for det væske-koblede batteri skal være mindst 55% regnet som "tør" virkningsgrad. Denne værdi er normalt heller ikke baseret på en beregning af, hvilken effektivitet der er optimal i det konkrete tilfælde, men er baseret på erfaring for hvad der er teknisk og økonomisk optimalt.

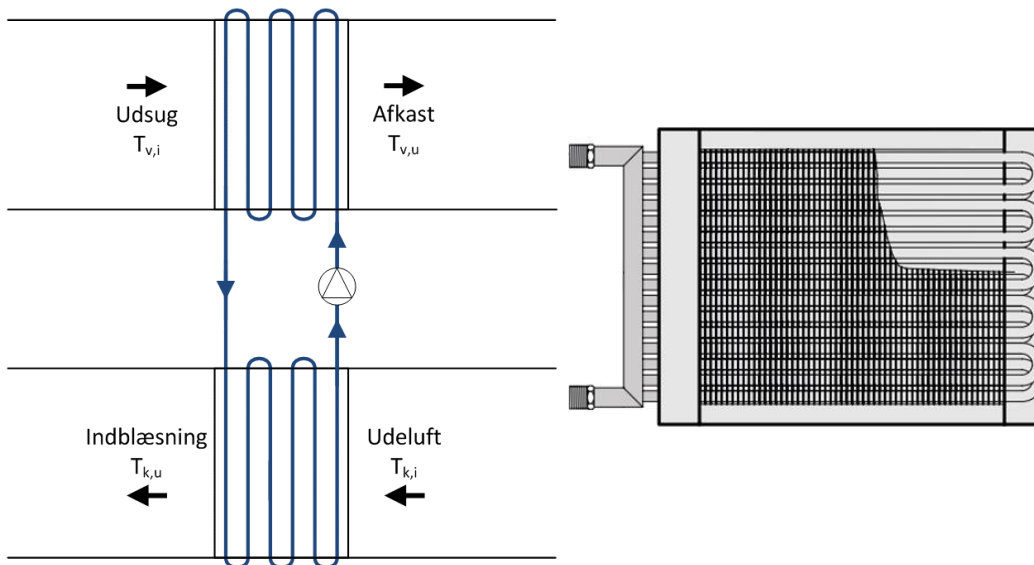
Temperaturerne bliver typisk sat til T_{ind}/T_{ud} : $-12/20^{\circ}\text{C}$, og dimensioneringen sker så her efter. T_{ud} kan dog variere meget efter hvilken proces der foregår i udsugningsområdet.

Såvel ventilationsentreprenørerne som leverandørerne af varmeoverførende flader anvender beregningsprogrammer, der på baggrund af data om luftmængder, lufttemperaturer og -fugtighed samt valg af en given type varmeoverførende flader, beregner effektiviteten af de enkelte varme-flade (i indblæsningen og i udsugning), den samlede systemeffektivitet samt tryktabene på luft- og væskesiderne i varmegenvindingssystemet. Beregningerne anvendes til dimensionering af fladerne samt som dokumentation over for ventilationsentreprenøren og slutkunden. De eksisterende beregningsprogrammer kan ikke anvendes til en egentlig optimering af effektiviteten af det væskekoblede batteri, dvs. en beregning hvor der tages højde for investering, luftmængder, driftstid, temperaturer, energiforbrug (el og varme) og energipriser, så genvindingseffektiviteten, tryktab etc. er optimeret med udgangspunkt i den konkrete situation for det givne ventilationssystem.

4 Dimensioneringsværktøj

4.1 Teori for varmegenvinding

Dette kapitel giver et indblik i hvordan varmeoverføring i veksleranlæg kan beregnes, og hvad der har betydning for varmegenvindingens effektivitet. Et eksempel på opbygningen af væskekoblede batterier er vist med figur 4.1.1.



Figur 4.1.1 Eksempel på opbygningen af væskekoblede batterier, med temperaturindikationer. Vekslerne er normalt "fin and tube" typer som vist i højre side.

Varmeoverføringen og genvindingens effektivitet beregnes normalt ud fra målte data for flowmængder, temperaturer ind/ud på hver side i veksleren, samt oplysninger om mediernes varmekapacitet, idet den faktisk overførte varmemængde er:

$$q_{\text{faktisk}} = m_v c_v (T_{v,i} - T_{v,u}) = m_k c_k (T_{k,u} - T_{k,i})$$

hvor:

q_{faktisk}	=	overført effekt	[W]
m_h	=	massestrøm – varm side	[kg/s]
c_v	=	varmekapacitet af medie – varm side	[W/°C·kg]
$T_{v,i}$	=	temperatur, ind – varm side	[°C]
$T_{v,u}$	=	temperatur, ud – varm side	[°C]
m_k	=	massestrøm - varm side	[kg/s]
c_k	=	varmekapacitet af medie – kold side	[W/°C·kg]
$T_{k,i}$	=	temperatur, ind – kold side	[°C]
$T_{k,u}$	=	temperatur, ud – kold side	[°C]

Effektiviteten af varmeveksling er defineret som:

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{faktisk}}}{q_{\text{max}}}$$

hvor:

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{v,i} - T_{k,i})$$

og C_{\min} er den mindste værdi af kapacitetsstrømmen på enten den "kolde" side eller den "varme" side, dvs. flowmængden gange med varmeyfylden for hver strøm.

Såfremt alle temperaturerne er kendte, kan varmegenvindingens temperaturvirkningsgrad angives ved:

$$\varepsilon = \frac{T_{k,u} - T_{k,i}}{T_{v,i} - T_{k,i}}$$

Det kan vises at den overførte varmeeffekt i en veksler kan beregnes ud fra:

$$q_{\text{faktisk}} = UA \frac{[(T_{v,u} - T_{k,u}) - (T_{v,i} - T_{k,i})]}{\ln \left[\frac{T_{v,u} - T_{k,u}}{T_{v,i} - T_{k,i}} \right]} = UA \Delta T_{\ln}$$

hvor:

$$\begin{aligned} U &= \text{varmetransmissionskoefficienten} & [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \\ A &= \text{varmeoverførende areal} & [\text{m}^2] \end{aligned}$$

Det ovenstående udtryk til beregning af den overførte effekt, er imidlertid ikke særlig velegnet til at illustrere de parametre der har betydning for en varmevekslers effektivitet. Dette illustreres bedre med de formler, der anvendes ved beregninger ud fra NTU metoden. NTU står for Number of Transfer Units, og er en metode der anvendes til at finde varmeoverførslen i og effektiviteten af en varmeveksler samt temperaturerne ved varmeveksleren, såfremt disse størrelser ikke kendes. NTU metoden kan bruges til at beregne varmeoverførslen i varmevekslere, når der ikke er tilstrækkelige oplysninger til at beregne varmeoverførslen ud fra f.eks. ΔT_{\ln} . Men NTU metoden er som nævnt også god til at fastlægge og forstå hvilke parametre, der har indflydelse på en given vekslers varmeoverføringskapacitet og effektivitet. Derfor præsenteres NTU metoden og teorien bag i det følgende.

For at definere effektiviteten af en varmeveksler er det nødvendigt at finde den maksimalt mulige varmeoverførsel, der hypotetisk kan opnås i en modstrømsvarmeveksler med uendelig længde. Det ene medie vil teoretisk kunne blive opvarmet med den maksimalt mulige temperaturforskel ved vekslingen, hvilket er temperaturforskellen $T_{v,i} - T_{k,i}$ (temperaturforskel mellem starttemperaturen på den varme strøm og starttemperaturen på den kolde strøm). Dernæst beregnes kapacitetsstrømmene C_k og C_v for henholdsvis den "varme" strøm og den "kolde" strøm, der indgår i varmevekslingen, dvs. flowmængden gange med varmeyfylden for hver strøm. Den strøm der har den laveste varmekapacitet kaldes C_{\min} . Den maksimalt teoretisk mulige varmeoverførsel ved varmevekslingen er derved:

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{v,i} - T_{k,i})$$

Effektiviteten af varmevekslingen er defineret som:

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{faktisk}}}{q_{\text{max}}}$$

hvor:

$$q_{\text{faktisk}} = C_v (T_{v,i} - T_{v,u}) = C_k (T_{k,u} - T_{k,i})$$

Varmevekslereffektiviteten er et tal mellem 0 og 1. Hvis varmevekslereffektiviteten ε kendes for en veksler kan den faktisk overførte effekt beregnes som:

$$q_{\text{faktisk}} = \varepsilon \cdot C_{\min} (T_{v,i} - T_{k,i})$$

Effektiviteten af en varmeveksler er en funktion af NTU værdien og forholdet mellem kapacitetsstrømmene C_{\min} og C_{\max} , dvs.:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)$$

Forholdet mellem C_{\min} og C_{\max} kaldes C_r eller kapacitetsforholdet:

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

NTU er defineret som:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}}$$

hvor:

U	=	varmetransmissionskoefficienten	[W/m ² ·K]
A	=	varmeoverførende areal	[m ²]
C _{min}	=	kapacitetsstrømmen	[W/K]

For hver type varmeveksling, dvs. medstrømsveksling, modstrømsveksling, krydsveksling etc., kan der opstilles en funktion for vekslingens teoretiske effektivitet ε f.eks.:

Modstrømsveksling:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$$

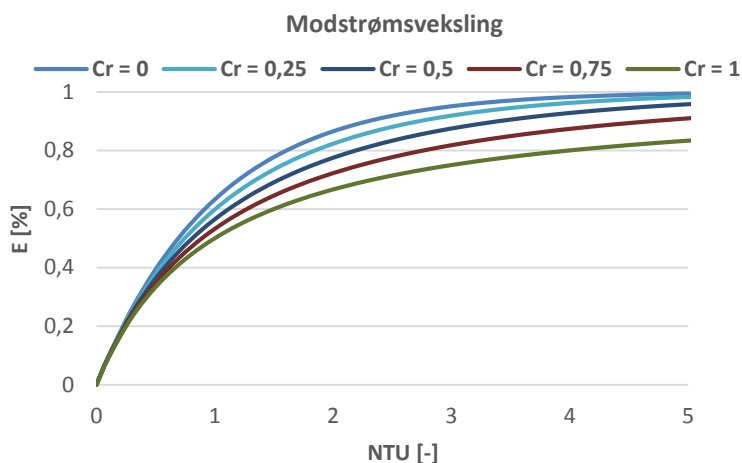
Hvis $C_r = 1$ kan udtrykket for effektiviteten ved en modstrømsveksling reduceres til:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$$

Medstrømsveksling:

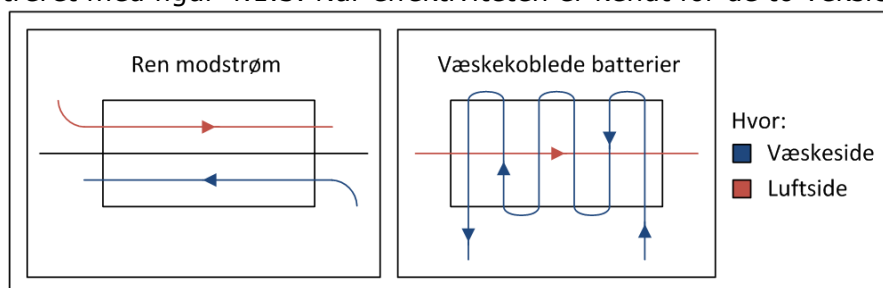
$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$$

Den største effektivitet opnås dermed som udgangspunkt ved modstrømsveksling. Effektiviteten som funktion af varmeoverføringskapaciteten ved henholdsvis modstrømsveksling og medstrømsveksling ses i figur 4.1.2 og figur 4.1.4.



Figur 4.1.2 Effektiviteten som funktion af varmeoverføringskapaciteten NTU ved modstrømsveksling.

Vekslerne i det væskekoblede batteri er umiddelbart ikke direkte koblet i ren modstrøm, men nærmere en kombination af krydsstrøm og modstrøm. Dog har de en god tilnærmelse af ren modstrøm, og som udgangspunkt vil de ligne en modstrømsveksling mere desto flere slag/sammenkoblede elementer der er anvendt. Strømningsarrangementet for hver vekslerflade er illustreret med figur 4.1.3. Når effektiviteten er kendt for de to vekslerer i batteriet, kan anlæggets



Figur 4.1.3 Opbygningen og strømningsarrangementet for en ren modstrømsvarmeveksler og væskekoblede batterier. Her er anvendt 6 slag og der opnås god tilnærmelse til en modstrømsvarmeveksler.

samlede effektivitet beregnes. Henført til den kolde side, hvilket ligeledes indikerer temperaturvirkningsgraden:

$$\varepsilon_K = \frac{\varepsilon_{k,m} \cdot \varepsilon_{v,m}}{\varepsilon_{k,m} \cdot \frac{C_k}{C_v} + \varepsilon_{v,m} - \frac{\varepsilon_{k,m} \cdot \varepsilon_{v,m} \cdot C_k}{C_m}}$$

hvor:

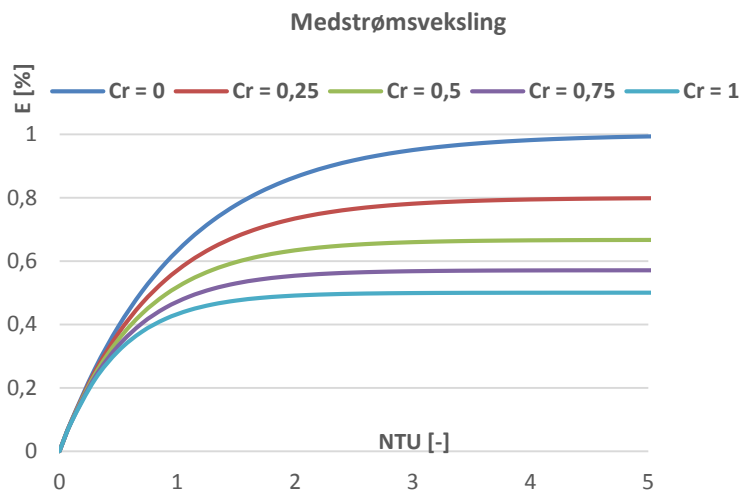
ε_K	= samlede effektivitet, kold side (temperaturvirkningsgrad)	[%]
$\varepsilon_{k,m}$	= effektivitet, kold side mod mellemkredsen	[%]
$\varepsilon_{v,m}$	= effektivitet, varm side mod mellemkreds	[%]
C_k	= kapacitetsstrømmen, kold side	[W/K]
C_v	= kapacitetsstrømmen, varm side	[W/K]
C_m	= kapacitetsstrømmen, mellemkreds	[W/K]

Effektiviteterne ε er henført til luftsiderne mod mellemkredsen og C er kapacitetsstrømmene på henholdsvis den kolde side, den varme side og i mellemkredsen.

Eksempel:

Hvis de tre kapacitetsstrømme er ens, og vekslernes effektivitet begge er 70% henført til luftsiden fås:

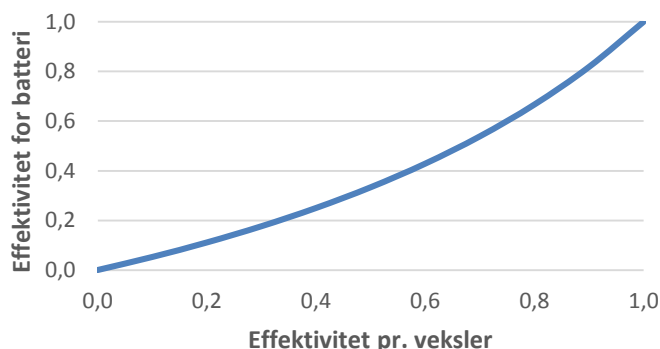
$$\varepsilon = \frac{0,7 \cdot 0,7}{0,7 + 0,7 - 0,7 \cdot 0,7} = 0,53$$



Figur 4.1.4 Effektiviteten som funktion af varmeoverføringskapaciteten NTU ved medstrømsveksling.

Sammenhængen mellem effektiviteten af hver veksler (flade) og den samlede systemeffektivitet ved ens kapacitetsstrømme (på de to luftsider og i væskekredsen) er vist med figur 4.1.5.

Samlede effektivitets udvikling



Figur 4.1.5 Systemvirkningsgraden som funktion af effektiviteten af de varmeoverførende flader beregnet ved ens kapacitetsstrømme på luftsiderne og i væskekredsen.

Effektiviteten øges dermed i takt med at NTU-værdien stiger. De parametre der har indvirkning på effektiviteten af varmevekslere kan derfor som nævnt illustreres med NTU metoden, hvor:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}}$$

Ud fra ovenstående udtryk ses, at NTU værdien vil stige såfremt U eller A øges, eller C_{\min} reduceres.

Vægmaterialet der anvendes i varmevekslere til ventilationsanlæg med væskekoblede batterier er typisk kobber. Kobber har en varmeledningsevne på ca. 390 W/mK, og lamellerne af aluminium har en varmeledningsevne på ca. 220 W/mK. Ud over materialets varmeledningsevne har vægten af og prisen på materialet også en betydning for dimensioneringen af fladerne, idet kobber f.eks. er langt tungere end aluminium, men også har en højere kg-pris. Hvis der eksempelvis anvendes kobber både til rør og lameller i en varmeplade, frem for en kombination af kobberør og aluminiumslameller, vil det resultere i en betydelig forøgelse af vægten på varmevekslerfladen, idet kobber vejer ca. 3 gange så meget som aluminium, men kun har en varmeledningsevne der er ca. 1,5 gange så god.

A er det varmeoverførende areal. Når der er tale om varmeveksling i ventilationsanlæg kan A øges ved eksempelvis at tilføje flere lameller i varmegenvindingsfladerne, og dermed øge det totale overfladeareal som luften skal passere. Det betyder dog, at afstanden mellem lamellerne i varmegenvindingsfladerne reduceres og at tryktabet derved øges med højere energiforbrug til ventilatorerne til følge.

C_{\min} er den laveste kapacitetsstrøm for enten den varme eller den kolde side. Begge kapacitetsstrømme skal anvendes for at finde den samlede effektivitet for batteriet. De identificeres som udgangspunkt efter den dimensionerede flowmængde for luften for hver side, densiteten og den specifikke varmekapacitet. Densiteten og den specifikke varmekapacitet varieres af temperaturen, og har en mindre betydelig effekt ved temperaturændringer, hvorimod volumenstrømmen kan have store variationer for kapacitetsstrømmene. Volumenstrømmen er dog bestemt af det aktuelle behov, og er derfor sandsynligvis ikke en justerbar parametre, medmindre der en fejl-dimensionering af luftmængderne.

4.2 Dimensioneringsværktøj for varmegenvindingsenheder

Der er i projektet udviklet et dimensioneringsværktøj for forskellige typer varmegenvindingsenheder. Dimensioneringsværktøjet kan håndtere følgende varmegenvindingsenheder:

- Krydsvarmevekslere
- Roterende vekslere
- Væskekoblede vekslere

Med dimensioneringsværktøjet kan der, ved indtastning af en række parametre for ventilations-systemet såsom luftmængder, totale trykstigninger samt indblæsnings- og udsugningstemperaturer, foretages beregninger af totaløkonomien (LCC) for forskellige alternative løsninger.

4.2.1 Detaljeret beskrivelse af dimensioneringsværktøj

Det første der skal indtastes er, som det ses i figur 4.2.1, forsyningspriserne for el og varme. Endvidere skal der indtastes en række økonomiske faktorer. Det drejer sig om renten i løbende priser, energi- og vandprisstigninger samt inflationen. Disse økonomiske faktorer benyttes i beregningerne af totaløkonomien (LCC) for forskellige alternative løsninger (se senere i kapitlet).

Forsyningspriser			Økonomiske faktorer		
Varme	<input type="text" value="800.00"/>	[kr./MWh]	Rente i løbende priser	<input type="text" value="3.00"/>	[%]
El	<input type="text" value="1.20"/>	[kr./kWh]	Energi- og vandprisstigning	<input type="text" value="1.00"/>	[%]
			Inflation	<input type="text" value="2.00"/>	[%]

Figur 4.2.1 Forsyningspriser og økonomiske faktorer.

Det næste der skal indtastes er, som det ses i figur 4.2.2, data for ventilationsanlægget. Der skal, som det ses, indtastes data for luftmængder, totale trykstigninger samt indblæsnings- og udsugningstemperaturer. De totale virkningsgrader anvendes i beregninger af motorernes virkningsgrader, som benyttes i de økonomiske beregninger (se senere). Endvidere skal der vælges en typen af varmegenvindingsenheden, indtastes en start- og stoptid for anlægget (i hele timer) samt antallet af dage anlægget er i drift.

Data for anlæg		
Indblæsning		
Luftmængde, ind	<input type="text" value="35.000"/>	[m ³ /h]
Total trykstigning, ind	<input type="text" value="700"/>	[Pa]
Indblæsningstemperatur	<input type="text" value="20"/>	[° C]
Udsugning		
Luftmængde, ud	<input type="text" value="35.000"/>	[m ³ /h]
Total trykstigning, ud	<input type="text" value="700"/>	[Pa]
Udsugningstemperatur	<input type="text" value="20"/>	[° C]
Veksler og driftstid		
Varmeveksler	<input type="text" value="Roterende veksler"/>	
Start	<input type="text" value="0"/>	
Stop	<input type="text" value="24"/>	
Antal dage	<input type="text" value="7"/>	

Figur 4.2.2 Data for anlæg.

På baggrund af de indtastede inddata foretages der, som det ses i figur 4.2.3, en række beregninger for tre alternative løsninger.

Det første der beregnes er virkningsgraden for varmegenvindingsenheden. Virkningsgraden for krydsvarmevekslere og roterende vekslere beregnes ved hjælp af matematiske udtryk, der er udviklet på baggrund af data fra vekslerproducenten Klingenburg GmbH. Virkningsgraden for væskekoblede vekslere beregnes ved hjælp af matematiske udtryk, der er udviklet på baggrund af data fra vekslerproducenten TT Coil A/S.

Økonomi			
	Alternativ 1	Alternativ 2	Alternativ 3
Virkningsgrad varmegenvinding [%]	70,2	78,4	80,4
Varmeforbrug [MWh/år]	380,9	276,3	250,5
Elforbrug [kWh/år]	23.677	35.515	41.434
Økonomi [kr./år]	333.166	263.697	250.117
Investering [kr.]	91.764	98.569	101.972
Levetid [År]	15	15	15
LCC [kr.]	5.089.249	4.054.027	3.649.790

Figur 4.2.3 Økonomi

Virkningsgraderne for alle typer varmegenvindingsenheder beregnes på baggrund af tryktabet over genvindingsenheden. I alternativ 1 vist i figur 4.2.3 benyttes et tryktab på 100 Pa, i alternativ 2 benyttes et tryktab på 150 Pa og i alternativ 3 benyttes et tryktab på 175 Pa.

Der foretages endvidere beregninger af årlige varme- og elforbrug. Elforbruget beregnes i relation til varmegenvindingsenheden. Det vil sige, at det er elforbruget til overvindelse af tryktabet i genvindingsenheden.

Økonomien beregnes på baggrund af de beregnede varme- og elforbrug samt varme- og elpriserne.

Investeringen for alle typer varmegenvindingsenheder beregnes på baggrund af matematiske udtryk, der er udviklet baseret på priser fra vekslerproducenterne Klingenburg GmbH og TT Coil A/S.

Der skal angives en levetid for varmegenvindingsenheden. Denne værdi bruges i beregningen af totaløkonomien (LCC) for de tre forskellige (alternative) løsninger.

På baggrund af økonomien, investeringen, levetiden samt de økonomiske faktorer, beregnes totaløkonomien (LCC) for de tre forskellige løsninger. Denne beregning kan anvendes til at vurdere, hvilken af de tre løsninger der bør vælges. I figur 4.2.3 ses, at alternativ 3 har den laveste totalomkostning set over anlæggets levetid (15 år). Livscyklusomkostningerne set over en 15 års periode er ved alternativ 3 således ca. 2,5 millioner kroner lavere end omkostningerne for alternativ 1. Det hænger primært sammen med at temperaturvirkningsgraden for varmegenvindingsenheden er ca. 17% højere ved alternativ 3 sammenholdt med alternativ 1.

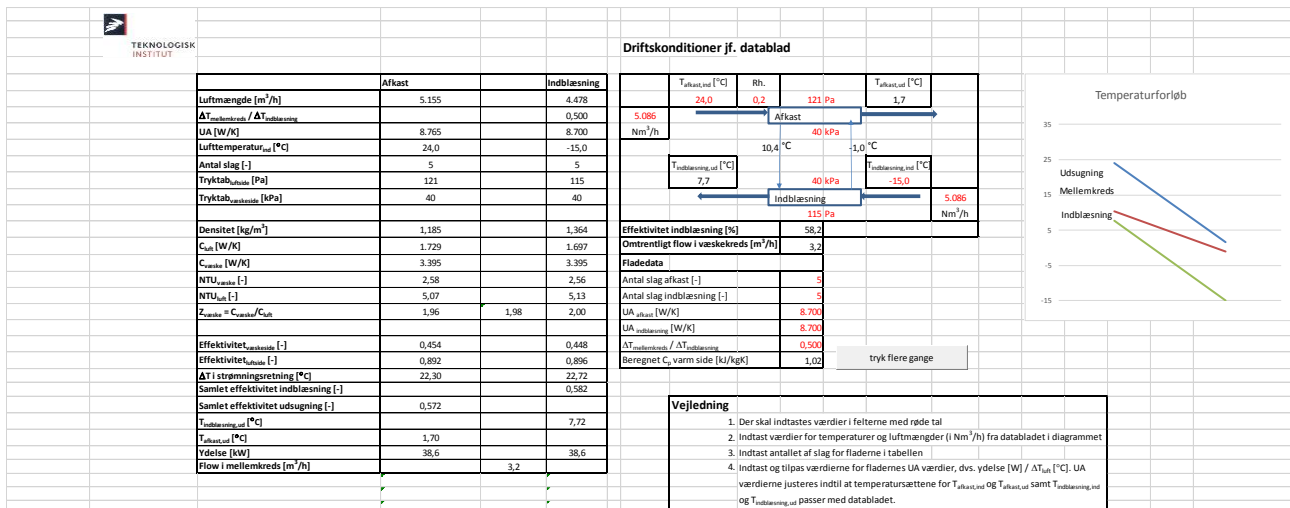
Beregningsværktøjet er udført i MS Excel og findes som et selvstændigt dokument til projekt-materialet.

4.3 Performancetest af væskekoblede batterier

Det ses ofte at effektiviteten for væskekoblede batterier er helt ned til 30%, hvilket skyldes at varmefladerne der indgår i systemet har dårlig virkningsgrad eller at det væskekoblede batteri anvendes uhensigtsmæssigt. Anvendelsen af væskekoblede batterier medfører et højere varme-forbrug end nødvendigt, hvis der ikke er fokus på effektivitet både ved etablering og drift.

Det er vigtigt at sikre, at de flader der anvendes har bedst mulige varmeoverførende egenskaber, og at kontrollere efterfølgende at fladerne rent faktisk yder som specificeret af leverandøren. Til det formål er der udviklet et værktøj til performancetest af væskekoblede batterier, så det kan kontrolleres om det væskekoblede batteri yder som forudsat. De varmeplader der er indbygget i ventilationsanlæg med væskekoblede batterier er ofte udlagt efter en given effektivitet ved en udetemperatur på -12°C , en rumtemperatur på 20°C og fastsatte luftmængder på både indblæsnings- og udsugningssiden. Det er imidlertid næsten umuligt at opnå de specificerede temperaturer og luftmængder, når det skal kontrolleres om det væskekoblede batteri har den specificerede effektivitet. Derfor er der udviklet et beregningsværktøj, hvor der på baggrund af de faktiske luftmængder og tilgangstemperaturer på indblæsnings- og afkastssiden beregnes de resulterende afgangstemperaturer og tryktab for systemet under den aktuelle drift. Hvis de beregnede værdier stemmer overens med de faktisk målte yder det væskekoblede batterier som specificeret af leverandøren. Beregningsværktøjet kan ligeledes anvendes til at undersøge, hvorledes effektiviteten og ydelsen af et givet væskekølet batteri ændres, hvis der foretages justeringer i luftmængderne og/eller væskeflowet i mellemkredsen for et eksisterende system.

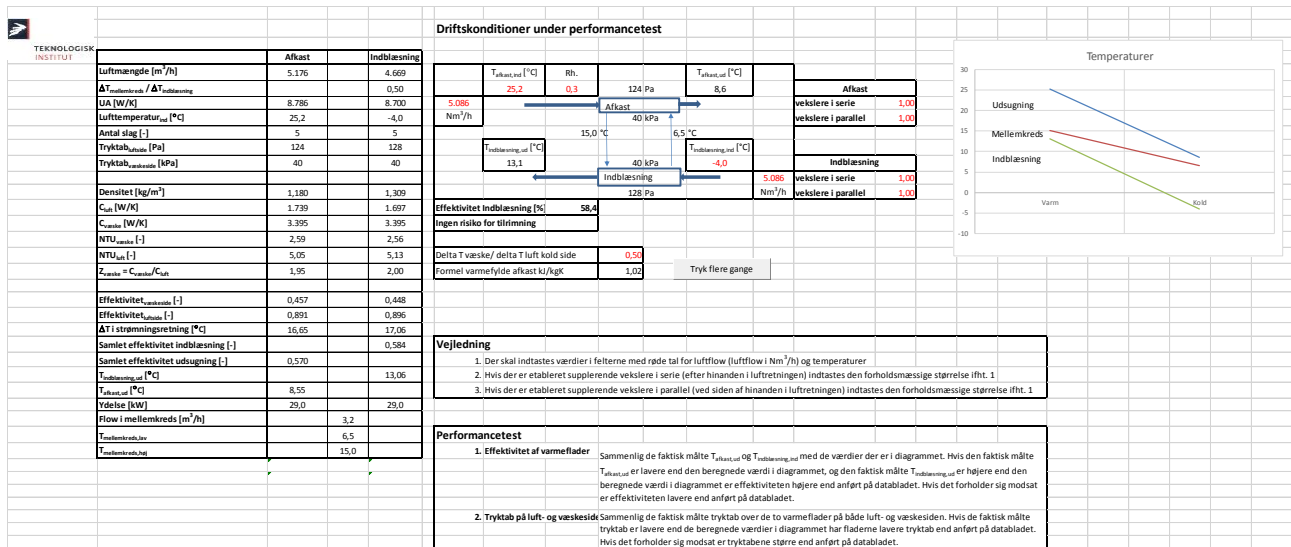
Beregningsprogrammet er udført i MS Excel og er baseret på en ε -NTU model, der er udviklet på Teknologisk Institut. Programmet består af to faner, hvor der henholdsvis indtastes værdier fra fladernes datablad, og de værdier der måles under performancetesten af det væskekoblede batteri.



Figur 4.3.1 Eksempel på driftskonditioner for det væskekoblede batteri jf. datablad.

I fanebladet med værdier fra fladernes datablad indtastes værdier for luftmængden, tilgangstemperaturen og tryktabet på både luft- og væskesiden for begge flader. Desuden indtastes antallet af slag for de to flader. Endvidere indtastes og justeres fladernes UA værdier og forholdet mellem $\Delta T_{\text{mellemkreds}} / \Delta T_{\text{indblæsning}}$, således at alle temperatursæt passer med databladet. Efter hver gang der er lagt data ind trykkes på knappen "Tryk flere gange" for at få programmet til at finde

samhørende datasæt. Herefter er effektiviteten etc. for det givne væskekoblede batteri lagt ind i beregningsprogrammet.



Figur 4.3.2 Eksempel på driftskonditioner for det væskekoblede batteri under performancetesten.

Ved performancetesten foretages målinger af indblæsnings- og afkastmængderne (omregnet til Nm³ ved anvendelse af de respektive temperaturer og atmosfæretryk den pågældende dag), temperaturerne før og efter fladerne samt temperaturerne i væskekredsen. Desuden foretages målinger af tryktabene over fladernes luft- og væskesider. De målte værdier for luftmængderne samt tilgangstemperaturerne på indblæsnings- og afkastsiderne indtastes i programmet. Herefter beregner programmet de temperaturer og tryktab der vil være under de driftskonditioner der er under performancetesten, såfremt fladerne opfylder specifikationerne fra databladet. De beregnede værdier vises i beregningsprogrammets diagram. Hvis de faktisk målte temperaturdifferenser over fladernes luftsider er højere end beregnet har det væskekoblede batteri en bedre effektivitet end anført i databladet. Hvis det forholder sig modsat er effektiviteten lavere end anført på databladet. Og hvis de faktisk målte tryktab tilsvarende er lavere end de beregnede værdier i beregningsprogrammets diagram har fladerne lavere tryktab end anført i databladet. Hvis det forholder sig modsat er tryktabene større end anført i databladet. Det er en forudsætning for resultatet af performancetesten at behovet for varmegenvinding er så stort, at det væskekoblede batteri yder maksimalt.

4.3.1 Eksempler på anvendelse af værktøjet i designfasen

I det følgende er der nogle eksempler på, hvordan performanceværktøjet kan anvendes ved design af det væskekoblede batteri. Det antages, at der driftsdata fra enten en test eller fra et datablad. Der er vist eksempler på:

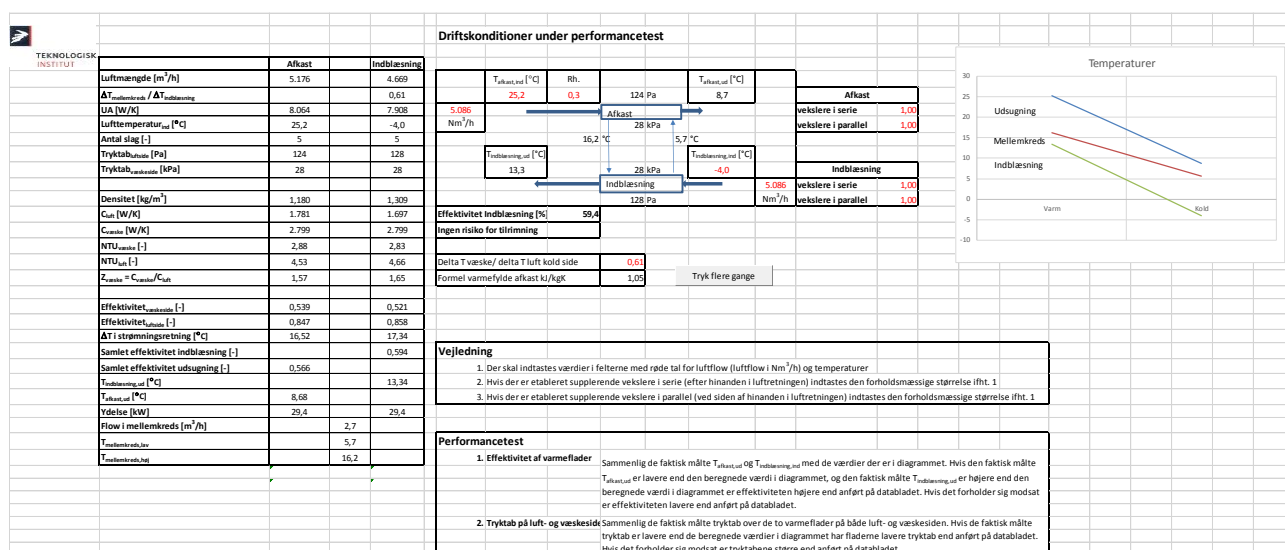
- en analyse af om flowet i mellemkredsen (væskekredsen) er optimalt
- indbygning af flader i serie med de oprindelige flader (eller nye dybere flader)
- indbygning af nye større flader end de oprindelige flader
- indbygning af flader der både er dybere, bredere end de oprindelige flader med samtidig optimering af flowet i mellemkredsen

Eksemplerne er under forudsætning af at selve matricen i fladen er den samme, dvs. rørdiameter, ribbeafstand og type samt rørkonfiguration.

Det er nødvendigt at definere antallet af rørslag i veksleren, - typisk til en værdi noget lavere end det fysiske antal slag (svarende til ca. 60%).

4.3.1.1 Flowet i væskekredsen

I nedenstående eksempel undersøges det om flowet i væskekredsen er optimalt med udgangspunkt i den performancetest, der er vist i figur 4.3.2. Der eksperimenteres med ændre værdien for $\Delta T_{\text{mellemkreds}}/\Delta T_{\text{indblæsning}}$ indtil at værdien for effektiviteten af det væskekoblede batteri (Effektivitet indblæsning) bliver højst mulig.



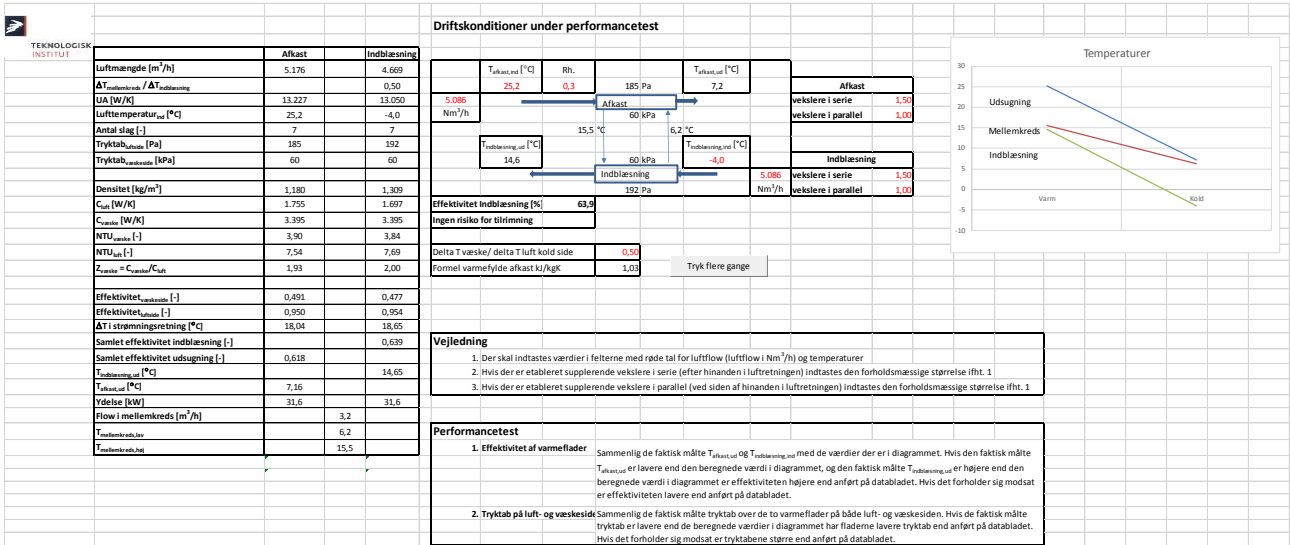
Figur 4.3.3 Optimering af flowet i mellemkredsen.

Det ses, at effektiviteten af det væskekoblede batteri kan øges fra 58,4% til 59,4% ved at reducere flowet i mellemkredsen, dvs. at forholdet for $\Delta T_{\text{mellemkreds}}/\Delta T_{\text{indblæsning}}$ øges. Tryktabet på glykolsiden reduceres desuden med ca. 30 %. Resultatet i figur 4.3.3 strider på en måde med det generelle tommelfinger: "Jo højere effektivitet der ønskes jo tættere skal temperaturændringen i mellemkredsen ligge på middel af temperaturændringerne på luftsiderne".

Det viser sig, at denne regel gælder i en designfase. Når først anlægget står der så kan det ske at det i visse tilfælde giver den højeste effektivitet ved at afvige fra denne regel.

4.3.1.2 Indbygning af flader i serie med de oprindelige flader (eller nye dybere flader)

I dette tilfælde kan scenariet være at der allerede er installeret et anlæg, men at der er mulighed for at montere ekstra varmeblæser i forlængelse af de eksisterende flader. Alternativt kan det komme på tale at udskifte de eksisterende flader. Nedenstående er de flader der indgår ved performancetesten vist med figur 4.3.2 øget med 50% i dybden, mens forholdet mellem $\Delta T_{\text{mellemkreds}}/\Delta T_{\text{indblæsning}}$ er fastholdt.

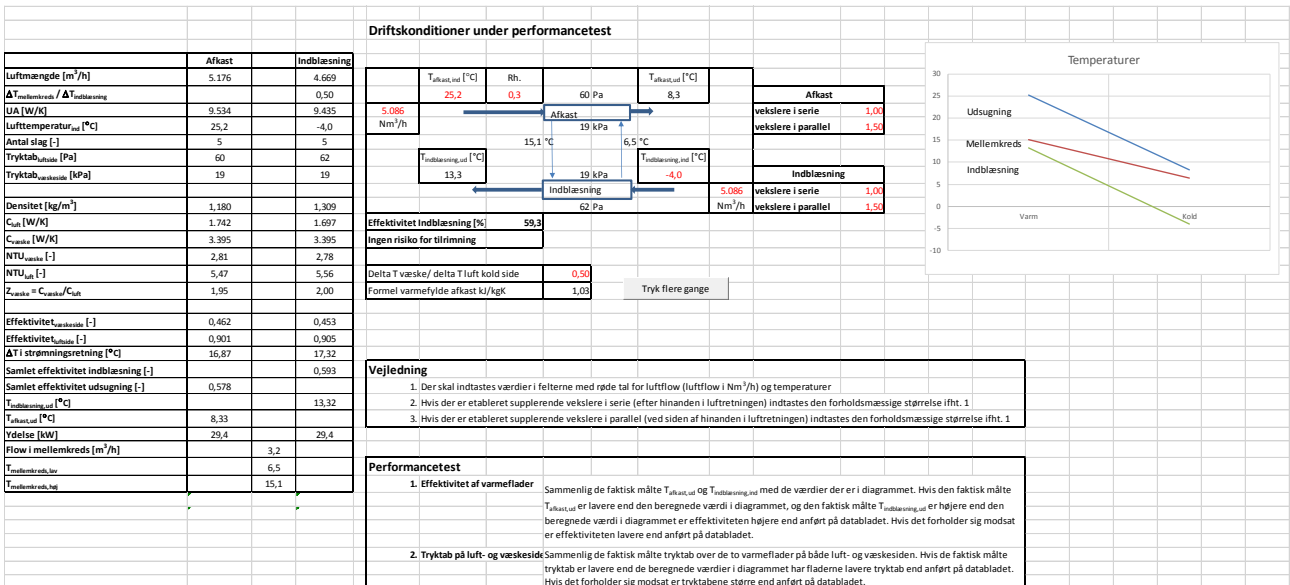


Figur 4.3.4 Forøgelse af varmefladernes dybde med 50%.

Det ses, at effektiviteten af det væskekoblede batteri øges fra 58,4% til 63,9%, hvis fladerne gøres 50% dybere. Desuden ses, at tryktabet på luftsiden og i mellemkredsen som forventet forøges med 50%.

4.3.1.3 Indbygning af nye større flader end de oprindelige flader

Hvis det nu viser sig at ventilationsaggregatets størrelse gør at det er muligt at indbygge flader, der er 50% større i faceareal kan tryktabet reduceres på luftsiden samtidig med at effektiviteten af det væskekoblede batteri bibeholdes.

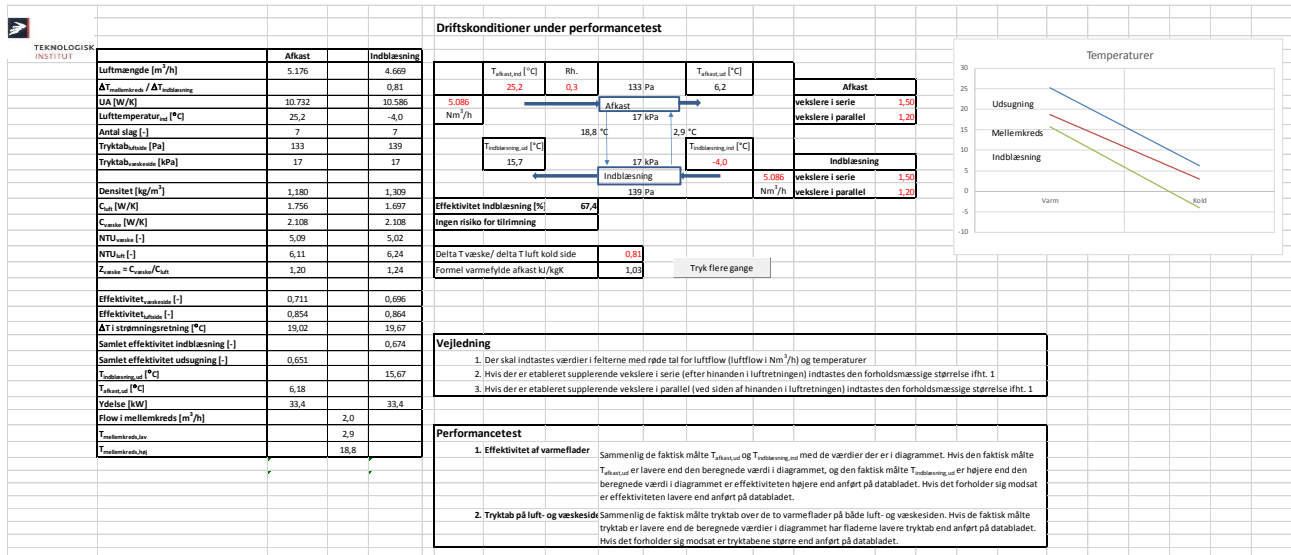


Figur 4.3.5 Installation af varmeflader der er 50% bredere.

Af figur 4.3.5 ses, at tryktabene på såvel luftsiderne og i mellemkredsen reduceres meget betydeligt, hvis der de eksisterende varmefladerne erstattes med nye flader med større faceareal.

4.3.1.4 Indbygning af en flade der både er dybere, bredere end den oprindelig flade med samtidig optimering af flowet i mellemkredsen

Endelig er der regnet et eksempel hvor der installeres nye varmeplader, der både er bredere og dybere, og hvor flowet i mellemkredsen samtidig optimeres til de nye flader. Fladerne er gjort 50% dybere og har et faceareal der er 20% større.



Figur 4.3.6 Installation af dybere flader med større faceareal og optimering af flowet i mellemkredsen.

Det ses, at det i denne situation er muligt at øge effektiviteten af det væskekoblede batteri fra 58,4% til 67,4% eller 9% point. Tryktabene på såvel luftsiderne og i mellemkredsen er samtidig reduceret.

Vekslerleverandøren designprogrammer kan selvfølgelig ikke undværes men værktøjet kan hurtig og nogenlunde simpelt vurdere ændringer i designparametre og kan dermed også kvalificere brugere og rådgiveres spørgsmål til leverandørerne.

5 Designkoncept for væskekoblede batterier

5.1 Energieffektivt koncept for væskekoblede batterier

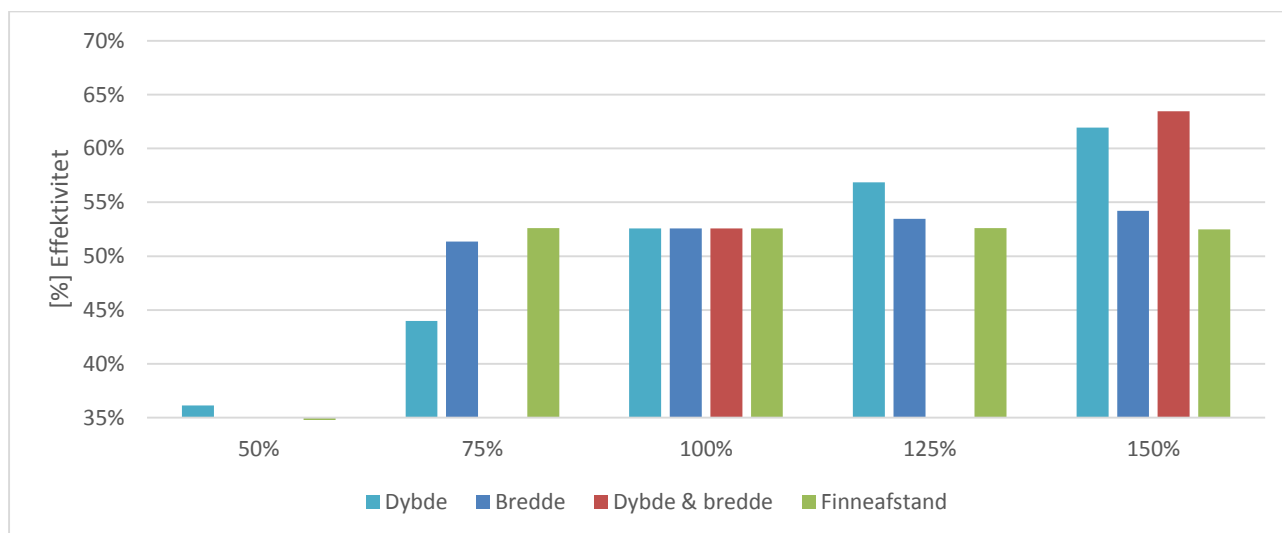
På baggrund af de teoretiske og praktiske analyser, der er udført i projektet har det ikke været muligt at påpege andre koncepter for væskekoblede batterier, der er mere energieffektive end det traditionelle koncept illustreret med figur 4.3.1. Der bør dog altid etableres et system med frekvensregulerbar pumpe for at minimere energiforbruget til cirkulationspumpen.

5.2 Sammenhæng mellem effektivitet og tryktab

Som nævnt ovenfor har det ikke været muligt at identificere koncepter, der ved fastholdte dimensioner ved fladen øger effektiviteten væsentligt uden samtidig at øge tryktabet. For at illustrere sammenhængen mellem effektivitet, facehastighed, finneafstand og dybde, er der udført en sensitivitetanalyse på disse parametre. Analysen er udført med TI's beregningsprogram samt TTC Design, der er TT Coil's dimensioneringsprogram.

Nedenstående figurer illustrerer ændringen i effektivitet, når dybde, bredde og finneafstand ændres til henholdsvis 50%, 75%, 125% og 150% af den oprindelige dimension.

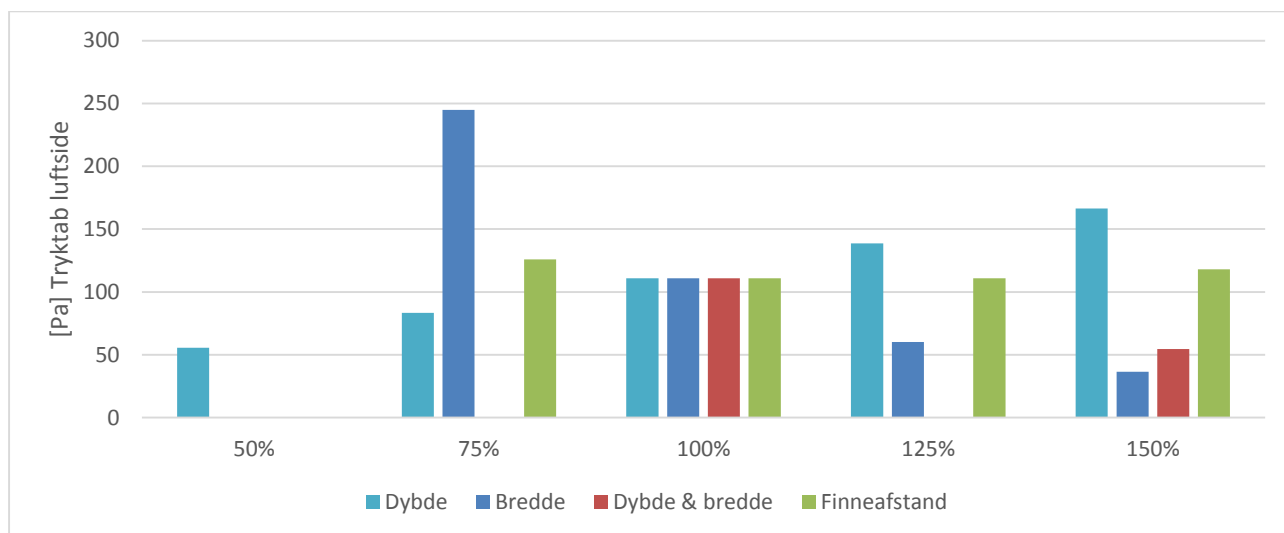
Referencefladen der er anvendt ved analysen har en effektivitet på 53%. Det kan ses ud fra 5.2.1, at når dybden reduceres til 50% falder effektiviteten til 36%, øges dybden derimod til 150% øges effektiviteten derimod til 62%. En ændring af bredden til 75%, 125% og 150% har som ventet stort set ingen effekt på effektiviteten. Når både dybde og bredde ændres til 150% resulterer det i en effektivitet på 63% (svarende til hvis kun dybden var ændret som beskrevet ovenstående). Det har ingen effekt på effektiviteten at finneafstanden til ændres til 75%, 125% og 150% af det oprindelige. Ændres finneafstanden yderligere mere end det førnævnte vil det dog uden tvivl have en indflydelse på effektiviteten.



Figur 5.2.1 Effekten af en ændring af dybde, bredde og finneafstand på effektiviteten henført til indblæsningen.

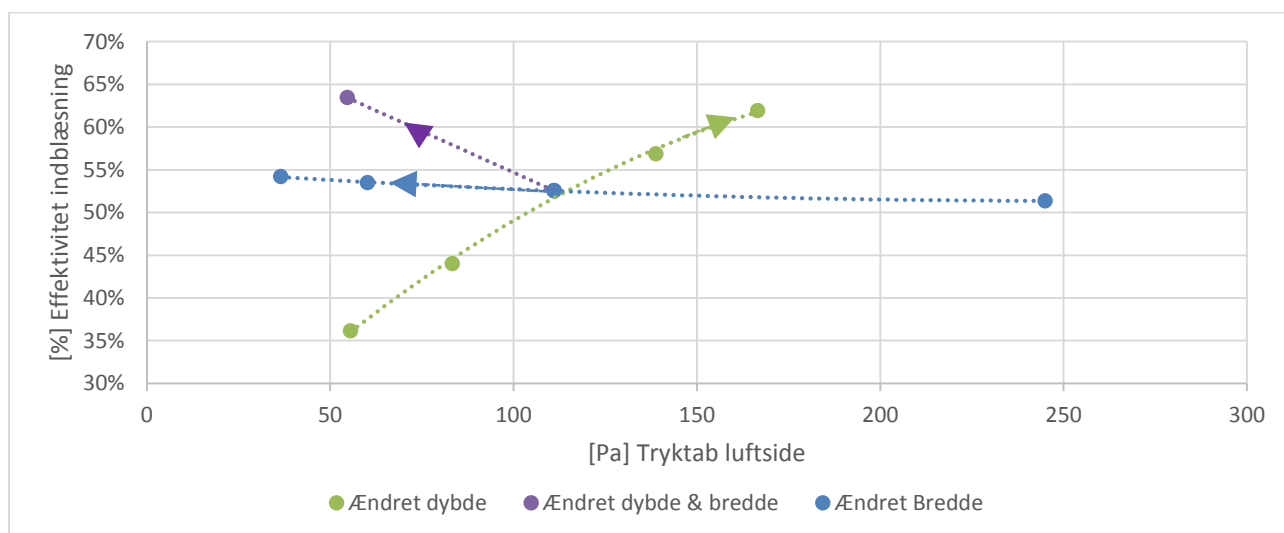
Nedenstående figur illustrerer ændringen i tryktabet på luftsiden over fladen, når dybde, bredde og finneafstand ændres til henholdsvis 50%, 75%, 125% og 150% af det oprindelige.

Referencefladen har et tryktab på luftsiden på 111 Pa. Det ses ud fra figur 5.2.2, at når dybden reduceres til 50% falder tryktabet til 56 Pa. Hvis dybden derimod øges til 150% bliver tryktabet derimod 167 Pa. En ændring af bredden til 75% øger tryktabet til 245 Pa. Øges bredden derimod til 150% falder tryktabet til 36 Pa. Når både dybde og bredde ændres til 150% resulterer det i et tryktab på 55 Pa. Hvis finneafstanden ændres til 75% eller 150% forårsager det en lille stigning i tryktabet.



Figur 5.2.2 Effekten af ændring af dybde, bredde og finneafstand på tryktabet på luftsiden.

Nedenstående figur sammenligner ændringen af dybde, bredde og finneafstand med det resulterende tryktab på luftsiden. Referencefladen har som før en effektivitet på 53% og et tryktab på 111 Pa. Data fra de to foregående figurer er plottet ind på nedenstående figur, så ændringer i dybde og bredde, ændringer i dybde og ændringer i bredde hver udgør et datasæt med tryktab og effektivitet. Hvert datasæt er udstyret med en tendenslinje og på tendenslinjen er en pil, der viser ændringen i effektivitet og tryktab, når dimensionerne øges i pilens retning.



Figur 5.2.3 Effektivitet som funktion af tryktabet på luftsiden.

Figur 5.2.3 viser at det er muligt at øge effektiviteten og samtidig sænke tryktabet på luftsiden. Det kræver dog en forøgelse af dimensionerne. Hvis effektiviteten øges uden at forøge fladens dimensioner medfører det et større tryktab på luftsiden. Det øgede tryktab forårsaget af en dybere flade kan modvirkes ved at øge bredden af fladen. Kombinationen af øget dybde og reduceret facehastighed giver en flade med en højere effektivitet og et lavere tryktab på luftsiden.

5.3 Additiver i væskekredsen

En gennemgang af litteratur vedrørende den nyeste forskning indenfor additiver i væskekredsen viser, at det er muligt at øge varmeovergangstallet i varmevekslere ved at tilføje additiver. Goodarzi et al.¹ har udført forsøg med tre typer nanorør. I alle tre tilfælde blev der observeret et øget varmeovergangstal ved konstant Reynolds tal. Det er dog ligeledes fundet at anvendelsen af nanorør medførte en øget pumpeeffekt. Tiwari et al.² har fundet frem til at den optimale koncentration af nanopartikler er ca. 1% alt efter hvilken type nanopartikler der anvendes. Samtidig finder de at effektiviteten øges med 3% - 12% ved konstant Reynolds tal. Igen medfører tilførslen af nanopartikler en øget pumpeeffekt. Huang et al.³ finder at varmeledningsevnen øges med 2,25% ved konstant Reynolds tal, som de mener er grunden til det øgede varmeovergangstal. Anvendelsen af nanopartikler øger viskositeten af væsken i mellemkredsen, hvilket sænker turbulensgraden i væskekredsen. Det er derfor nødvendigt at øge flowet for at fastholde Reynolds tal. Teng et al.⁴ finder ligeledes at nanorør af kulstof øger effektiviteten. Det er fundet at varmeovergangstallet stiger med 7,5-8% ved at blande 0,25% nanorør i væskekredsen. Teng et al.⁴ har fundet at 0,25% nanorør er optimalt, idet en større koncentration medfører at viskositeten stiger for meget.

Samlet set er det således fundet at anvendelse af nanorør til væskekredsen kan øge effektiviteten af varmeveksleren med 5-10% under optimale forhold. Det øger samtidig pumpens elforbrug, men det øgede elforbrug er dog relativt lille sammenlignet med den forøgede genvundne varme.

Ingen af studierne tager stilling til eller har undersøgt konsekvenserne under længerevarende drift. Det er ikke utænkeligt at tilførsel af partikler til væskekredsen, samt den øgede viskositet vil øge risikoen for tæring i varmepladerne og i rørsystemet. Dette bør afklares ved yderligere forsøg og forskning.

5.4 Andre koncepter

Fläkt Woods har udviklet og markedsfører et varmegenvindingssystem med væskekoblede batterier, hvor de varmeoverførende flader i genvindingen ud over at blive brugt til genvinding ligeledes anvendes til køling og/eller supplerende opvarmning af indblæsningsluften. I genvindingssystemet er varmegenvindingen, opvarmning og køling er integreret i et enkelt kredsløb med varme-/kølebatterier, pumpe, ventiler, rør m.v.. Resultatet er at der ikke er behov for

¹ Marjan Goodarzia, Ahmad Amirib, Mohammad Shahab Goodarzi, Mohammad Reza Safaeia, Arash Karimipour, Ehsan Mohseni Langurie, Mahidzal Daharib. Investigation of heat transfer and pressure drop of a counter flow corrugated plate heat exchanger using MWCNT based nanofluids.

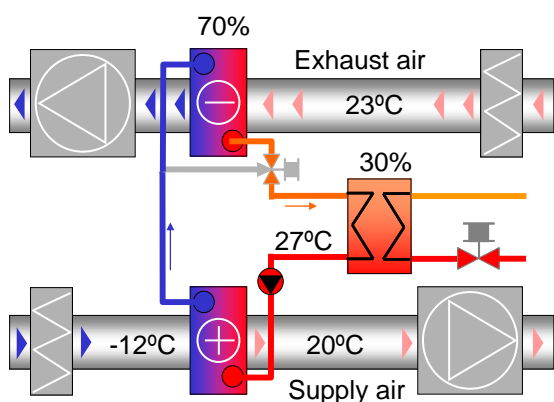
² ArunKumar Tiwaria, Pradyumna Ghoshb, Jahar Sarkar. Particle concentration levels of various nanofluids in plate heat exchanger for best performance.

³ Dan Huang, Zan Wu, Bengt Sunden. Pressure drop and convective heat transfer of Al₂O₃/water and MWCNT/water nanofluids in a chevron plate heat exchanger.

⁴ Tun-Ping Teng, Yu-Chun Hsu, Wei-Ping Wang, Yan-Bo Fang. Performance assessment of an air-cooled heat exchanger for multiwalled carbon nanotubes-water nanofluids.

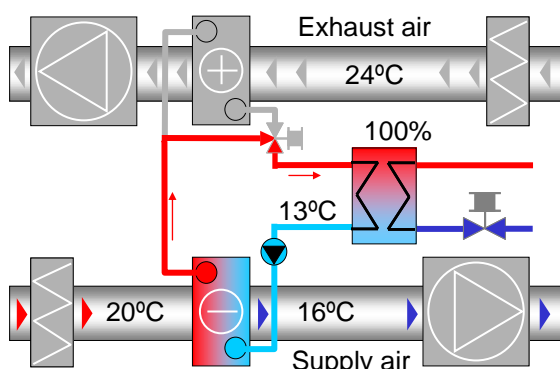
eftervarmeflade samt eventuel køleflade, hvis der skal etableres luftkonditionering. Herved reduceres antallet af flader i indblæsning fra to-tre (med eller uden køleflade) til én flade, mens der fortsat vil være én flade i afkastet. Tryktabet gennem varme-/kølefladerne i indblæsningen bliver alt andet lavere og ventilationsanlægget bliver lidt kortere, hvilket også kan have betydning i praksis. Ifølge Fläkt Woods har systemet en genvindingseffektivitet på op til 75%, hvilket er betragteligt højere end i gængse varmegenvindingsanlæg med væskekoblede batterier. Systemet markedsføres under navnet Econet.

Eftervarmefladen i et traditionelt ventilationssystem dimensioneres ofte til drift ved temperaturer på $T_{ind}/T_{ud}:70/40^{\circ}\text{C}$. Ved at tilføre varmen der er nødvendig for at kunne opvarme indblæsningsluften til genvindingsfladen i et Econet system er det muligt at anvende en varmekilde ved en temperatur på $25\text{-}35^{\circ}\text{C}$, se figur 5.4.1. Det betyder, at er muligt at anvende varmekilder ved lav temperatur som p.t. kategoriseres som spild- eller overskudvarme fordi den bortkøles.



Figur 5.4.1 Econet – opvarmning.

Tilsvarende er det muligt at anvende en kølekilde ved $10\text{-}12^{\circ}\text{C}$ i stedet for typisk $6\text{-}8^{\circ}\text{C}$, når indblæsningsluften skal konditioneres. Dette medfører at virkningsgraden af køleanlægget forbedres, og at der åbnes op for anvendelse af f.eks. grundvandskøling (store installationer).



Figur 5.4.2 Econet – køling.

Der er umiddelbart nedenstående fordele og ulemper ved det ovenfor beskrevne system set i forhold det konventionelle system, hvor der er placeret en efterflade i indblæsningsaggregatet.

Fordele:

- der spares tryktab over fladerne i indblæsningen og udsugningen. Det ekstra pumpearbejde i væskekredsen vil normalt være negligibelt
- væske-væske varmeveksleren er kompakt og måske billigere end en eftervarmeplade

Ulemper:

- tilførsel af varme til væskekredsen varmer ikke bare fladen i indblæsningen op, men afgangstemperaturen fra denne flade vil også alt andet lige være højere end i et konventionelt system. Dette betyder, at en del af den varme, der tilføres til væskekredsen kunne have været leveret af varmegenvinding fra udsugningen.

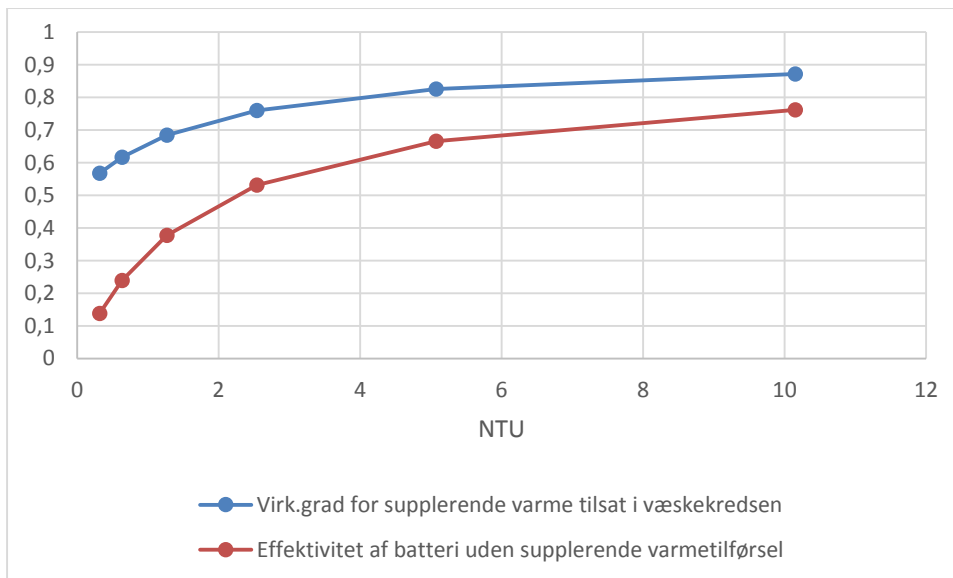
De termodynamiske forhold ved de to systemer er vist med figur 5.4.3 og 5.4.4, der gælder under følgende forudsætninger:

- samme varmeoverførselssevne i kold og varm veksler
- omtrentlig den samme kapacitetsstrøm i mellemkredsen og i de to luftflow
- begge veksler er beregnet med 5 rørrækker

Der kan defineres en energivirkningsgrad η for systemet.

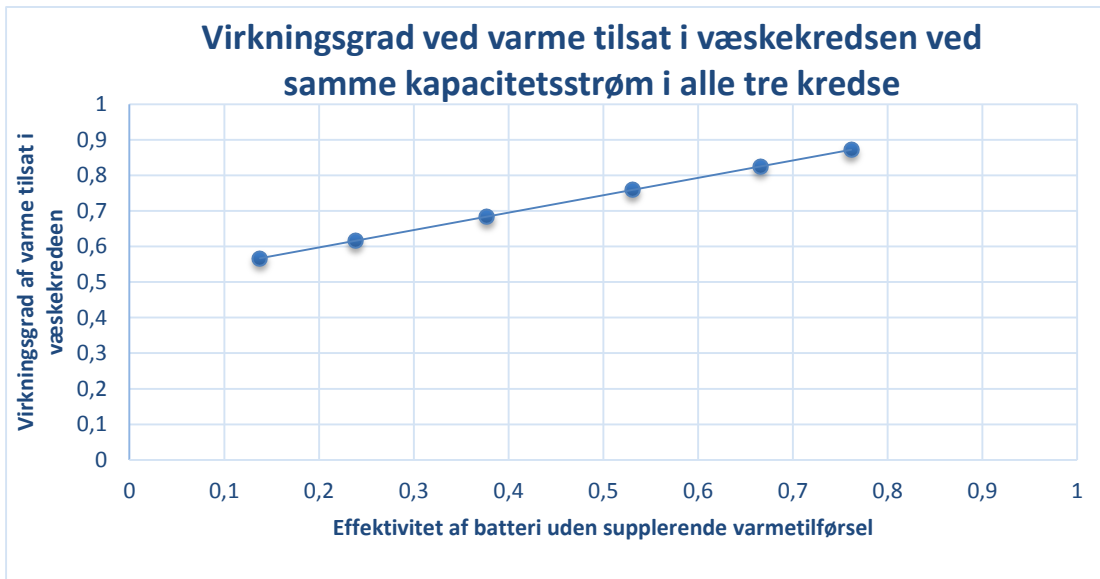
$$\eta = \frac{\text{Nødvendig varmetilførsel i luftkanal}}{\text{Nødvendig varmetilførsel i væskekredsen}}$$

dvs. forholdet mellem den nødvendige varmetilførsel til indblæsningsluften og den faktisk eks-ternt tilførte varmemængde.



Figur 5.4.3 Virkningsgrad og effektivitet af væskekoblede batterier.

Hvis f.eks. $NTU = 4$ for både fladen i både indblæsningen og udsugningen er effektiviteten af batteriet 60% ved optimal væskestrøm, se figur 5.4.3. Desuden ses af figur 5.4.3, at energivirkningsgraden for varmen der tilføres væskekredsen er 80%. Dette betyder at 20% af eftervarmen kunne leveres af batteriet (altså gratis), hvis der var monteret en eftervarmeplade på luftsiden.



Figur 5.4.4 Energivirkningsgrad for eftervarme tilført i væskekredsen. Effektiviteten på x-aksen gælder for det samlede system uden eftervarme.

Figur 5.4.4 viser energivirkningsgraden af et system uden eftervarmeplade som funktion af systemvirkningsgraden af det væskekoblede batteri. Al varmetilførsel sker således i genvindingsfladen i indblæsningen.

For at kunne sammenligne de to systemer er der taget udgangspunkt i følgende eksempel. Effektiviteten henført til luftsiden er for begge vekslere η : 0,56 og kapacitetsstrømmene er ens i de tre kredse (de to luftkredse og væskekredsen). Afkasttemperaturen er 20°C, udetemperaturen er 0°C og kapacitetsstrømmen i indblæsningen er 15 kW/°C. Den ønskede indblæsningstemperatur er 17°C.

Den samlede effektivitet beregnes til:

$$\varepsilon = \frac{0,56^2}{2 \cdot 0,56 - 0,56^2} = 0,39$$

Med en samlet effektivitet på 0,39 vil virkningsgraden for tilskudsvarme i væskekredsen jf. figur 5.4.4 for Econet-systemet være ca. 70%.

Den samlede nødvendige varmetilførsel til indblæsningen er: 15 kW/°C * (17 - 0)°C = 255 kW

Konventionelt system

Temperaturen efter varmegenvindingsfladen (ved traditionelt system med eftervarmeplade):

$$0^\circ\text{C} + 0,39 * (20 - 0)^\circ\text{C} = 7,8^\circ\text{C}$$

Ved det konventionelle system med en eftervarmeplade i kanalen leverer det væskekoblede batteri således: 15 kW/°C * (7,8-0)°C = 117 kW og eftervarmepladen 138 kW.

Econet

Ved varmetilførsel i væskekredsen skal der leveres $138/0,7 = 197$ kW. Det væskekoblede batteri leverer således nu 58 kW.

Batteriets genvindingsydelse er således faldet fra 117 kW til 58 kW. Til gengæld er elforbruget til at drive luften gennem eftervarmebladen elimineret.

Den samlede systemeffektivitet er som nævnt sat til 0,39, da denne effektivitet er almindeligt forekommende især i industrien. I forbindelse med ventilationsanlæg til f.eks. laboratorier (hvor der ikke er nævneværdig varmeudvikling i de ventilerede områder) er systemeffektiviteten normalt omkring ca. 0,55. I begge tilfælde er effektiviteten betydeligt lavere end den effektivitet der nævnes at kunne opnås med et Econet-system, dvs. ca. 75%. Derfor er der nedenstående udført en tilsvarende beregning for et system med en virkningsgrad på 75%.

Konventionelt system

Temperaturen efter varmegenvindingsflade: $0^{\circ}\text{C} + 0,75 * (20 - 0)^{\circ}\text{C} = 15^{\circ}\text{C}$

Ved det konventionelle system med en eftervarmeblade i kanalen leverer det væskekoblede batteri således: $15 \text{ kW}/^{\circ}\text{C} * (15-0)^{\circ}\text{C} = 225$ kW og eftervarmebladen 30 kW.

Econet

Ved varmetilførsel i væskekredsen skal der leveres $30/0,85 = 35$ kW. Det væskekoblede batteri leverer således nu 220 kW.

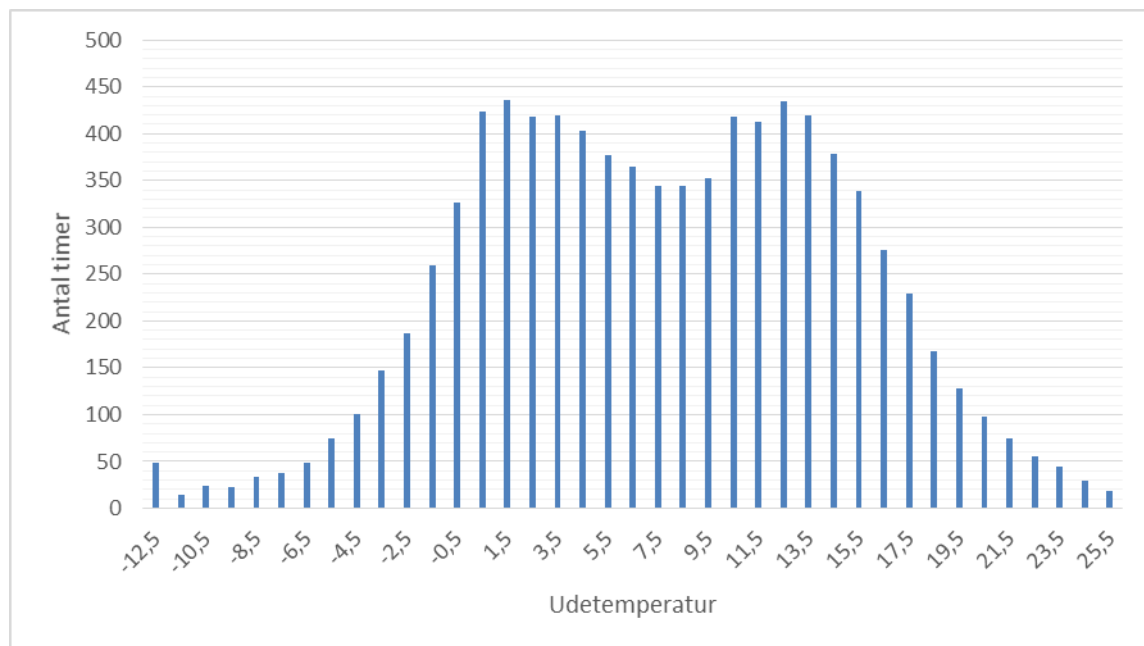
Batteriets genvindingsydelse er således nu næsten den samme som for det konventionelle system samtidig med at elforbruget til at drive luften gennem eftervarmebladen er elimineret.

Hvis det fladeareal (og det tryktab) der er i den konventionelle eftervarmeblade "anvendes" til at forøge arealet og dermed effektiviteten af indblæsningsfladen er det to systemer omtrent energimæssigt lige effektive, hvis effektiviteten af de væskekoblede batterier er høj. Dette forhold er illustreret i tabel 5.4.1.

Effektivitet af det væskekoblede batteri [%]	Merforbrug af varme ved Econet ifht. konventionelt system [%]
55	25,8
60	21,7
65	18,2
70	13,7
75	0,0

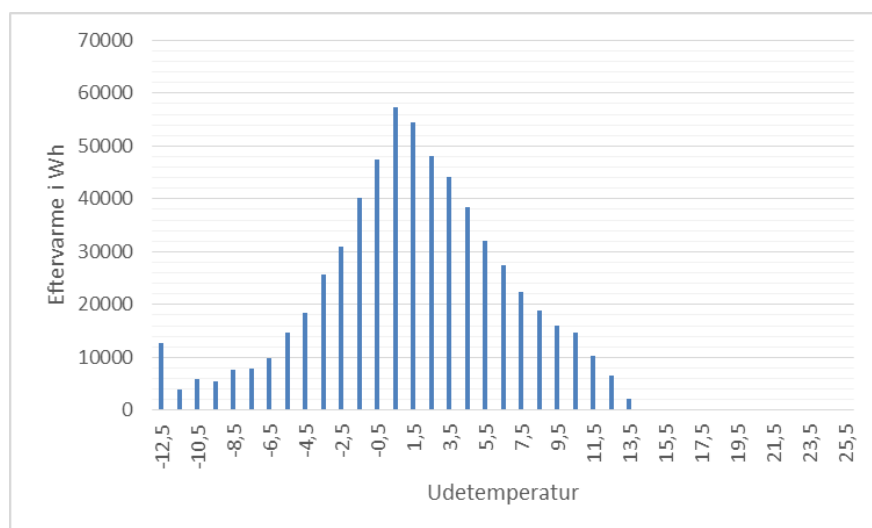
Tabel 5.4.1 Omtrentligt merforbrug af varme ved Econet ifht. et konventionelt system som funktion af effektiviteten af det væskekoblede batteri.

Et mere nuanceret eksempel medtager indflydelsen af elforbrug og er beregnet med regnearket "DTIBATÅrsanalyse". Der anvendes en *BIN* metode efter EN 14825⁵, hvor tidspunkter med samme udetemperatur slås sammen (baseret på referenceåret⁶).



Figur 5.4.5 Fordeling af udetemperaturer i referenceåret.

Der regnes med en højere effektivitet af batteriet og derfor også en højere virkningsgrad for varmetilførslen i væskekredsen.



Figur 5.4.6 Fordeling af tilført eftervarme i kanalen. Eftervarme går på 0, når indblæsnings-temperaturen bliver over 17°C ved en udetemperatur på ca. 14°C.

⁵ EN 14825: Airconditionanlæg, væskekølere og varmepumper med eldrevne kompressorer til rumopvarmning og rumkøling - Prøvning og effektmåling under delbelastning samt beregning af sæsonbestemt ydeevne

⁶ Regneark udarbejdet af Erik Hvirgel Hansen, TI

Resultaterne ses i 5.4.2 og tabel 5.4.3.

Ventilatorvirkningsgrad	0,6
Elpris kWh	0,8
Varmepris kWh	0,4
Drifttid h	8760
Gns ude temperatur	4
Udsugningstemperatur	20
Luftmængde m ³ /h	60000
Tryktab eftervarmeblade ved luftmængden Pa	100
Indblæsningstemperatur	17
Effektivitet af system indblæsningsside	0,5
Virkninggrad af væskevarmeblade efter fig 5	0,75

Tabel 5.4.2 - Forudsætninger for årsberegning.

Samlet hydraulisk arbejde eftervarmeblade kWh	40556
Heraf udnyttet i kanalen	19142
Samlet energioverførsel i kanal eftervarme kWh	623463

Tabel 5.4.3 Beregnede summer - de 19.142 kWh bliver normalt tilført indblæsningskanalen som varme.

Den beregnede driftsøkonomi ses i tabel 5.4.4.

Med varmeblade i kanal	kWh	a kr	i alt
Samlet energioverførsel i kanal eftervarme kWh	604322	0,40	241729
	40556	0,80	32444
		Sum kr	274173
Med varmeveksler i mellemkreds	805762	0,40	322305
El til ventilator	0	0	0
		Sum kr	322305

Tabel 5.4.4 Simple driftsøkonomi af anlægget.

Econet-systemet med varmetilførsel i væskekredsen kan have væsentlige fordele (mindre pladsforbrug, mulighed for brug af lavtemperaturvarmekilder etc.), men det bør kun anvendes i de tilfælde, hvor genvindingseffektiviteten er meget høj. Ved anlæg hvor der kun er behov for en forholdsvis lav effektivitet er energitabet for stort. Selv med en relativt høj samlet effektivitet på 0,5 er der et energitab på ca. 25% i forhold til at anvende anlæg med eftervarmeblade. Desuden bør det tryktab der spares ved at eliminere eftervarmebladen altid konverteres til et forøget areal af indblæsningssiden for at opnå den samme eller bedre energieffektivitet end ved det konventionelle system.

Foruden Fläkt Woods' Econet-system markedsfører Air2000 GmbH et tilsvarende system, hvor der foruden muligheden for tilføre varme og kulde til væskekredsen også er mulighed for kølegenvinding. Desuden er systemet forberedt for at der kan anvendes en varmepumpe som varme- og kølekilde.

6 Udvikling af nyt koncept for styring og regulering af genvindingssystemet

6.1 Styring af effekten af de varmeoverførende flader

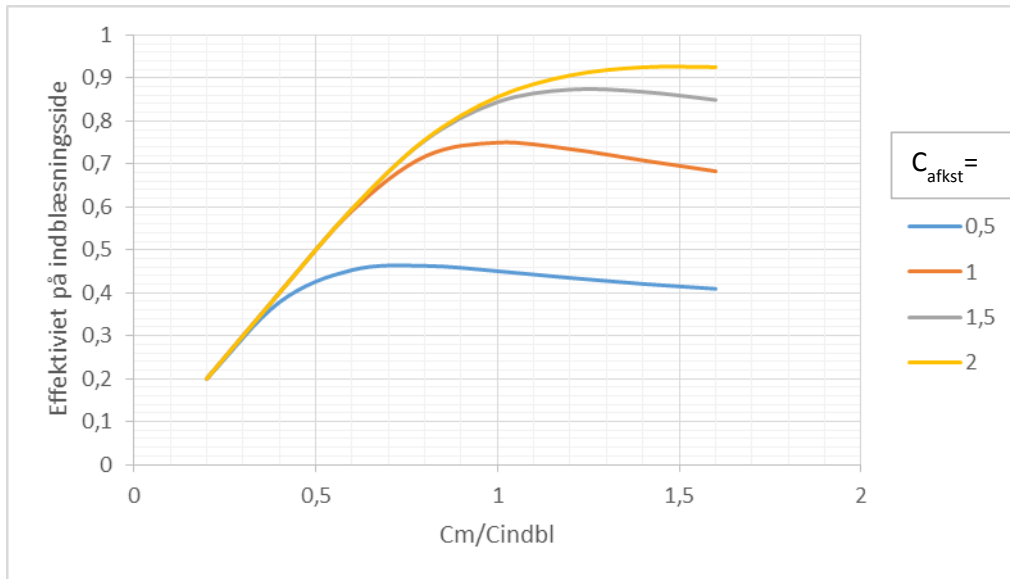
6.1.1 Baggrund

Som beskrevet i kapitel 3.3 er der i det nuværende koncept for varmegenvinding med væskekoblede batterier ikke mulighed for at bypass'e de varmeoverførende flader, når der ikke er behov for varmegenvinding i stil med f.eks. bypass'funktionen ved krydsvekslere. Det betyder, at tryktabet som følge af genvindingssystemet er det samme uanset om der er behov for varmegenvinding. Dette gælder i øvrigt alle typer af varmegenvindingskoncepter.

Når varmegenvindingen er i brug styres effekten af de varmeoverførende flader ved regulere væskestrømmen mellem de to flader med enten en trevejsventil eller en frekvensregulerbar pumpe. Reguleringsteknisk kan det forårsage et problem, hvis kapacitetsstrømmen på væskesiden overstiger kapacitetsstrømmen på luftsiden, fordi reguleringen bliver "fanget" i en driftstilstand på den forkerte side af optimum i tilfælde af varmekald der overstiger ydeevnen af genvindingssystemet som illustreret i kapitel 3.3. Den nævnte problemstilling er kun aktuel hvis totalvirkningsgraden af de væskekoblede batterier er over 50%, dvs. at virkningsgraden af hver varmeoverførende flade er over ca. 70%. Hvis virkningsgraden er lavere øges den varmeoverførende effekt af de væskekoblede batterier med øget væskestrøm i mellemkredsen. Hvis ventilationsanlæggets luftflow er konstante og kapacitetsstrømmen af væskesiden er reguleret ind så den er lig kapacitetsstrømmene på luftsiderne opstår det førnævnte problem ikke. Men i praksis er luftflowene i mange tilfælde varierende, idet luftflowene afpasses til behovet på forbrugsstederne. Det er f.eks. tilfældet for et ventilationsanlæg for et laboratorie, hvor luftflowene afhænger af brugen af laboratoriets stinkske etc.. Ved udlægningen af væskekredsen er der normalt taget udgangspunkt i ventilationsanlæggets dimensioneringstilstand, dvs. maksimal luftmængde. Det medfører at varmegenvindingens regulering i den del af året, hvor der er behov for maksimal genvinding, ikke nødvendigvis sikrer optimal udnyttelse af genvindingssystemet, idet flowet i væskekredsen kan blive for stort og regulering fanget" i en driftstilstand på den forkerte side af det optimale for genvindingens virkningsgrad.

6.1.2 Optimering af flowet i væskekredsen

Det er velkendt, at der ved høj effektivitet / udnyttelse af det væskekoblede batteri vil der være et maksimum for effektiviteten af det væskekoblede batteri, hvor kapacitetsstrømmen i mellemkredsen er lig kapacitetsstrømmen/-e på luftsiden. Det er desuden nærliggende at antage at hvis der er forskel på kapacitetsstrømmene på luftsiderne skal det optimale flow i mellemkredsen svare til middel af kapacitetsstrømmene på luftsiderne. Det kan ses af figur 6.1.1 at dette ser rimeligt ud.



Figur 6.1.1 Effektivitet henført til indblæsningssiden.

Analysen er udført ud fra den forudsætning, at varmevekslerne er koblet i modstrøm. Resultatet vil dog også gælde selvom der kun er tale om tilnærmet modstrøm. Effektiviteten af en modstrømsveksler er:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-N(1-Z))}{1 - Z \cdot \exp(-N(1-Z))}$$

I denne formel skal ε , N og Z referere til samme side.

Herefter beregnes batteriets samlede effektivitet til:

$$\varepsilon_K = \frac{\varepsilon_{K_m} \cdot \varepsilon_{V_m}}{\varepsilon_{K_m} \cdot \frac{C_K}{C_V} + \varepsilon_{V_m} - \frac{\varepsilon_{K_m} \cdot \varepsilon_{V_m} \cdot C_K}{C_m}}$$

Der er udført en række beregninger med ovenstående formel, hvor forholdet mellem kapacitetsstrømmen på den kolde og den varme side varieres med det formål at beregne om det rent faktiske kapacitetsflow i mellemkredsen er middelkapacitetsflowet mellem de to luftsider. Resultaterne er vist i tabel 6.1.1. For hver værdi af forholdet mellem flowene på den varme og den kolde side er effektiviteten fundet som funktion af flowet i mellemkredsen og den maksimale effektivitet er bestemt. Denne er derefter sammenlignet med den effektivitet der kan beregnes, når kapacitetsstrømmen i mellemkredsen sættes til middelværdien af kapacitetsstrømmen for de to luftsider. Det ses af tabellen, at den beregnede effektivitet ud fra middelkapacitetsstrømmen er meget tæt på den optimale for alle forhold mellem kapacitetsstrømmene for luftsiderne.

Flow i mellemkredsen styret, så kapacitetsstrømmen er lig middel af kapacitetsstrømmene i afkast og i indblæsning								
Meget effektivt batteri				Mindre effektivt batteri				
CV/CK	Effektivitet ved vægtet middel	Max effektivitet	Forskel i %	CV/CK	Effektivitet ved vægtet middel	Max effektivitet	Forskel i %	
0,50	0,4637	0,4629	0,17	0,50	0,3271	0,3271	-0,02	
0,60	0,5382	0,5382	0,00	0,60	0,3710	0,3711	-0,04	
0,70	0,6038	0,6023	0,24	0,70	0,4096	0,4094	0,04	
0,80	0,6606	0,6560	0,70	0,80	0,4435	0,4428	0,16	
0,90	0,7091	0,7077	0,19	0,90	0,4735	0,4733	0,04	
1,00	0,7500	0,7500	0,00	1,00	0,5000	0,5000	0,00	
1,10	0,7844	0,7829	0,18	1,10	0,5236	0,5234	0,04	
1,20	0,8132	0,8091	0,50	1,20	0,5447	0,5441	0,11	
1,30	0,8373	0,8362	0,12	1,30	0,5636	0,5635	0,02	
1,40	0,8574	0,8574	0,00	1,40	0,5806	0,5807	-0,02	
1,50	0,8744	0,8735	0,10	1,50	0,5959	0,5959	0,00	
1,60	0,8887	0,8861	0,29	1,60	0,6098	0,6095	0,05	
1,70	0,9008	0,9002	0,07	1,70	0,6225	0,6226	-0,02	
1,80	0,9111	0,9111	0,00	1,80	0,6340	0,6343	-0,04	
1,90	0,9199	0,9193	0,06	1,90	0,6446	0,6448	-0,03	
2,00	0,9274	0,9259	0,17	2,00	0,6543	0,6543	0,00	

Tabel 6.1.1 Styling af kapacitetsstrømme i mellemkredsen.

Ovenstående betyder i praksis at flowet i mellemkredsen nemmest reguleres af en regulator, hvor:

$$\text{Procesværdien (istwert)} = (T_{\text{mellem, varme}} - T_{\text{mellem, kold}})$$

$$\text{Setpunktet (sollwert)} = \frac{1}{2} * (T_{\text{afkast, varm}} - T_{\text{afkast, kold}} + T_{\text{indblæsning, varm}} - T_{\text{indblæs, kold}})$$

Dette gælder når der er behov for størst mulig varmegenvinding. Regulatoren skal styre efter at procesværdien og setpunktet opnår samme værdi. Der kræves altså i princippet kun 6 temperaturfølere til denne reguleringsopgave, hvor de fleste ventilationsanlæg allerede er udrustet med 2-3 af de nødvendige følere.

6.1.3 Reguleringskoncept

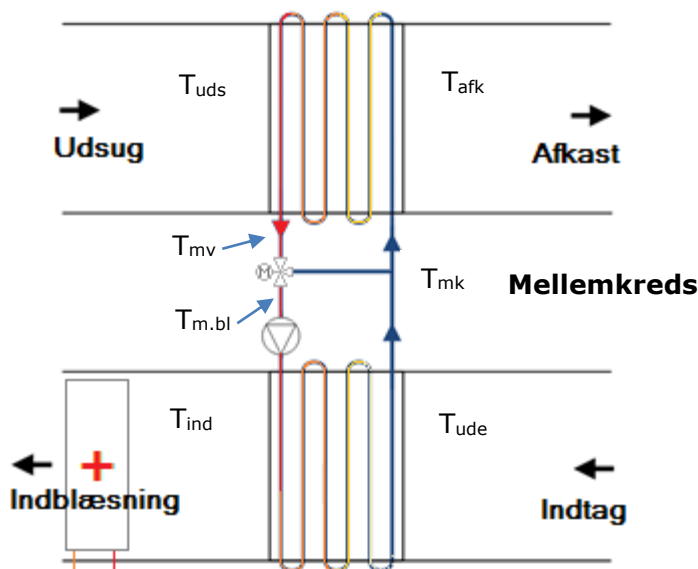
Med baggrund i beregningerne i kapitel 6.1.2 foreslås det, at den nuværende reguleringsalgoritme for væskekoblede batterier suppleres med regulering flowet i mellemkredsen, så dette holdes optimalt når der er behov for størst mulig varmegenvinding.

Reguleringen af ydelsen fra væskekoblede batterier reguleres i dag fortrinsvis ved at mellemkredsen er forsynet med en frekvensregulerbar pumpe, således at flowet i mellemkredsen og

dermed den overførte varmeeffekt kan reguleres trinløst. Der etableres dog stadig væskekoblede batterier, hvor reguleringen foretages med en trevejsventil som vist nedenstående. Det foreslåede reguleringskoncept er i princippet ens uanset om ydelsen af det væskekoblede batteri reguleres med en frekvensregulerbar pumpe eller med en trevejsventil.

Styringen kan opdeles i tre modes:

1. Regulering - eftervarmefflade er aktiv
2. Regulering - eftervarmefflade ikke aktiv
3. Dødbåndsområde - overgang mellem 1 og 2



Figur 6.1.2 Principdiagram

Formler og udtryk:

- $T_{pv} = T_{mv} - T_{mk}$
- $\Delta T_1 = T_{ind} - T_{ude}$
- $\Delta T_2 = T_{uds} - T_{afk}$
- $\Delta T_{set} = (\Delta T_2 + \Delta T_1) / 2$

Mode 1 Regulering - eftervarmefflade er aktiv

I perioder hvor genvindingsfladen ikke alene kan klare opvarmningen af indblæsningsluften til ønsket setpunkt anvendes mode 1.

- Hvis $T_{set} > T_{pv}$ så skal kapacitetsstrømmen i mellemkredsen reduceres, dvs. cirkulationspumpens omløbstal skal sænkes eller trevejsventilen skal bypass'e en større del af flowet i mellemkredsen
- Hvis $T_{set} < T_{pv}$ så skal kapacitetsstrømmen øges, dvs. at cirkulationspumpens omløbstal skal øges eller trevejsventilen skal bypass'e en mindre del af flowet i mellemkredsen
- Hvis $T_{set} = T_{pv}$ så skal kapacitetsstrømmen forblive uændret, dvs. cirkulationspumpens omløbstal eller stillingen af trevejsventilen fastholdes

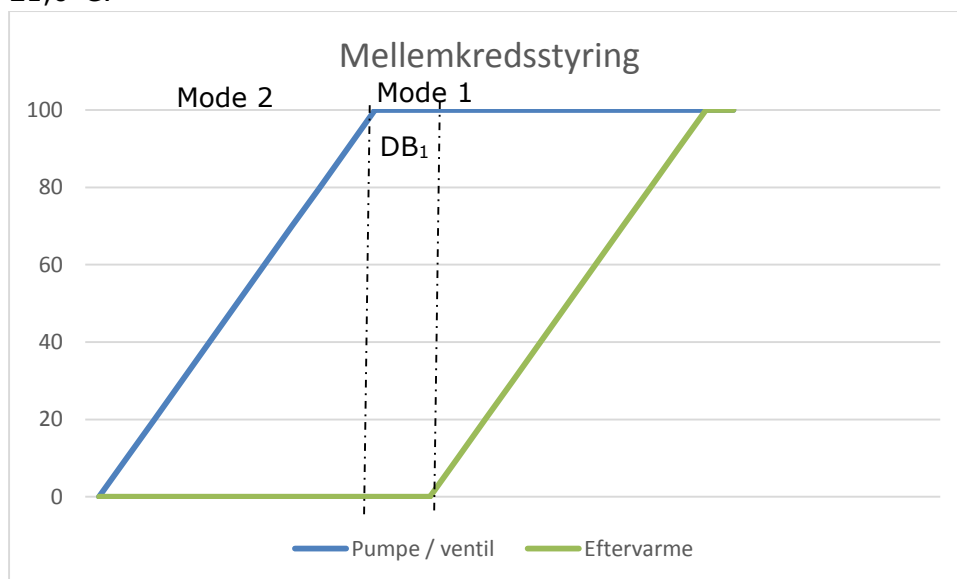
Hvis vekslervarmeffladen i det væskekoblede batteri ikke kan opvarme indblæsningsluften til setpunktet vil eftervarmeffladen træde ind, se figur 6.1.2. Der anbefales, at have et dødbånd, så ventilen på eftervarmeffladen og pumpen til det væskekoblede batteri ikke kommer til pendle.

Mode 2 Regulering - eftervarmeblade ikke aktiv

I de perioder hvor genvindingen er tilstrækkelig til at opvarme indblæsningsluften til den ønskede temperatur anvendes mode 2, der er almindelig fremløbstemperaturregulering, dvs. at flowet i mellemkredsen reguleres med enten en frekvensregulerbar pumpe eller med en trevejsventil, så den ønskede indblæsningstemperatur opnås.

Mode 3 Dødbåndsområde - overgang mellem 1 og 2

Det er altså T_{ind} som er afgørende for om det er mode 1 eller 2 som er aktiv. Der vil være tidspunkter, hvor reguleringen af flowet i mellemkredsen veksler mellem mode 1 og 2. For at undgå at der opstår pendling mellem styringen af det væskekoblede batteri og eftervarmebladen er det nødvendigt at ligge et dødbånd DB_1 ind. Dette kan f.eks. klares ved at lave et setpunktinterval for indblæsningstemperaturen frem for en eksakt værdi, f.eks. 20,5-21,5°C frem for 21,0°C.

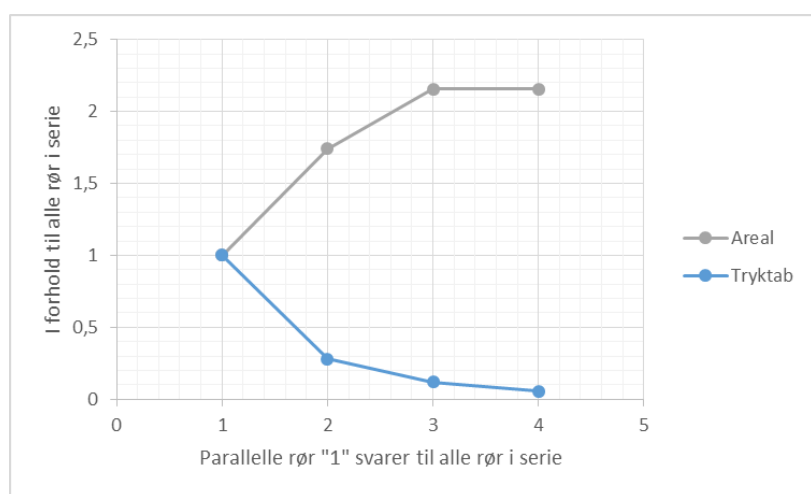


Figur 6.1.3 Styringskurve

7 Generelle forhold vedrørende tryktab og varmeovergang på væskesiden

Den generelle sammenhæng mellem hastighed i rør, tryktab og varmeovergang kan anskueliggøres på følgende måde: hvis et rør deles og monteres som to parallelle rør falder hastigheden til det halve. Herved falder tryktabet pr. meter til en fjerdedel, og da længden er halveret falder tryktabet yderligere til det halve, dvs. at tryktabet samlet set falder til en ottendedel. Varmeovergangen falder med hastigheden i potensen 0,8 (0,7 – 0,8), og ved halv hastighed falder varmeovergangstallet til 55–60% af det oprindelige varmeovergangstal.

Det er således klart, at der er betydelig forskel på, om rørene i en varmeoverførende flade monteres i serie i stedet for parallel, se fig. 7.1. Hvis rørene er monteret i parallel skal hedearealet være større for at kompensere for faldet i varmeovergangstal.



Figur 7.1 Hvis to rør monteres i parallel og den samlede UA værdi skal være den samme øges det nødvendige hedeareal med ca. 70% og tryktabet falder til ca. 30%.



Figur 7.2 Varmeveksler med alle rør i parallel. Der er 4 slag og rørene er tilnærmet modstrøm. Hvis antallet af rørrækker forøges vil den kunne give en god tilnærmelse til modstrøm.

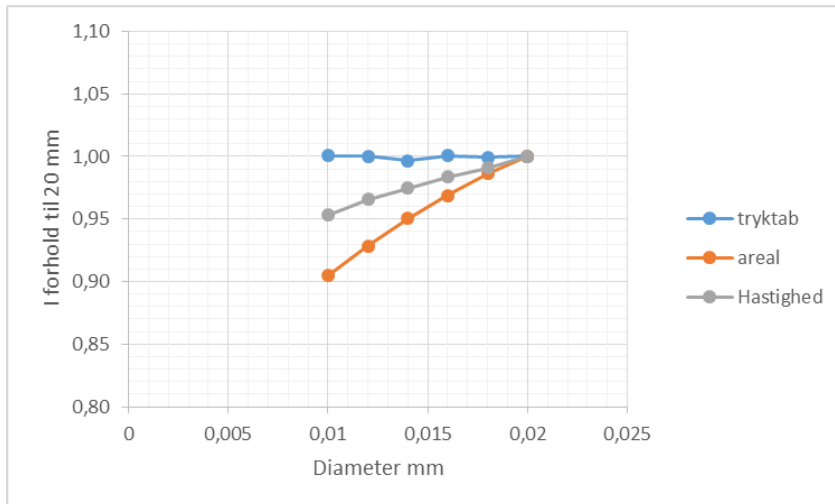


Figur 7.3 Varmeveksler med en kombination af rør i parallel og i serie. Der er serieforbundne slag inden for hvert rørslag. Denne veksler må opfattes som en tværstrømsveksler med opblanding på væskesiden og uopblandet på luftsiden. De viste manifolder forsyner to kredse.

7.1 Valg af rørdiameter

Tryktabet ved turbulent strømning er med tilnærmelse proportionalt med $\frac{1}{2}\rho v^2$ og omvendt proportionalt med diameteren. Hvis der forudsættes samme hastighed er tryktabet omvendt proportionalt med diameteren i en potens mellem 1 og 2, hvor ettallet svarer til laminar strømning.

Varmeovergangstallet er omvendt proportionalt med diameteren i en potens mellem 0,2 og 1 (Dittus Boelter ligningen) og ettallet fra et nogenlunde konstant Nusselts tal ved laminar strømning). I figur 7.1.1 er beregnet nødvendigt arealbehov og hastighed i røret forudsat samme tryktab. Det ses, at den mindre rørdiameter giver et bedre forhold mellem varmeovergang og tryktab. I praksis er der både fremstillingstekniske forhold og indflydelsen på luftsiden at tage hensyn til, når rørenes diameter ændres.



Figur 7.1.1 Der er taget udgangspunkt i et 20 mm rør med hastigheden 2 m/s. Når røret ændres fra 20 mm til 10 mm reduceres det nødvendige hedefladeareal med 10% forudsat samme tryktab og samme totale varmeovergang (UA – værdi).

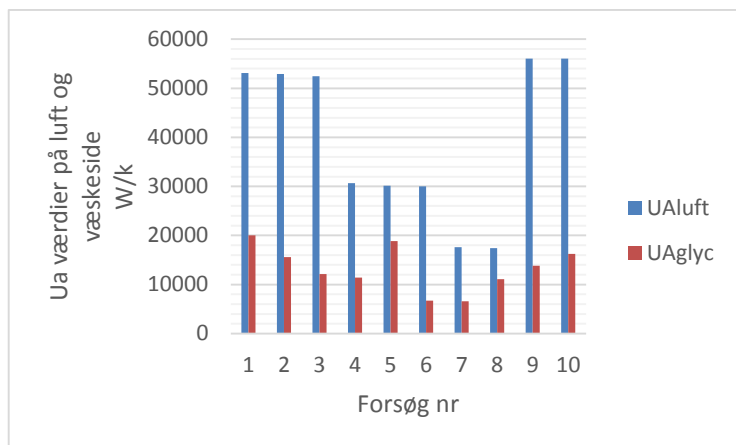
7.2 Valg af hastighed i mellemkredsen

Som beskrevet nedenfor vil en optimering af flowet i mellemkredsen føre til en høj hastighed i rørene. Dette giver en risiko for turbulenskorrosion⁷. Begge kilder anfører hastigheden 2 m/s som grænse og dette vil sjældent være kritisk i praktiske konstruktion, fordi det samlede tryktab bliver for højt.

7.2.1 Optimering af hastighed og tryktab i mellemkredsen

Baseret på generelle erfaringer og på de målinger, der er udført i forbindelse med projektet står det klart at det er vigtigt at analysere trykforholdene i væskekredsen.

⁷ TT-coil, Peter Rasmussen og <http://www.lytron.com/Tools-and-Technical-Reference/Application-Notes/Erosion-Corrosion-in-Cooling-Systems>



Figur 7.2.1 Varmeovergang på væske og på luftsiden for den testede veksler jf. kapitel 8. Det ses, at varmeovergangen på luftsiden er meget bedre end på væskesiden. (Søjle 9 og 10 er beregnede resultater).

Ved de målinger der er udført på en varmeplade jf. kapitel 9.2 viste det sig, at det er varmemodstanden på væskesiden der er dominerende. Derfor er det undersøgt om det kan opnås en forøget energieffektivitet ved at tillade højere hastighed og dermed et højere tryktab på glykolsiden, og tilsvarende en lavere hastighed på luftsiden med deraf følgende lavere tryktab. Undersøgelserne har vist, at der kan opnås en betydelig gevinst ved at tillade et meget større tryktab på glykolsiden end det som ofte ses. Dette understøttes af:

- at pumpen i mellemkredsen (væskerekredsen) har en betydelig kortere årlig driftstid end ventilatorerne og at elforbruget til pumpen normalt er væsentligt mindre end elforbruget til ventilatorerne
- at der ved at forøge tryktabet i mellemkredsen fås større hastigheder, idet vekslerens konfiguration bliver anderledes med færre rør og mindre dybde. Det viser sig også, at det er muligt at reducere tryktabet på luftsiden betydeligt ved øget tryktab på væskesiden.

De beregninger der er udført viser, at elforbruget til ventilatorerne falder meget mere end elforbruget til pumpen stiger.

Endelig viser beregninger med TT Coil's dimensioneringsprogram, at der kan opnås betydelig lavere priser på fladerne ved stigende tryktab på væskesiden ved fastholdt facehastighed og effektivitet på fladerne.

Hvis tryktabet i mellemkredsen øges meget betragteligt vil det dog formentlig i mange tilfælde medføre et ændret pumpevalg. Normalt anvendes små vådløbere med et pumpetryk på 40-80 kPa. Ved stigende differenstryk kan det blive nødvendigt at anvende flertrinsspumper.

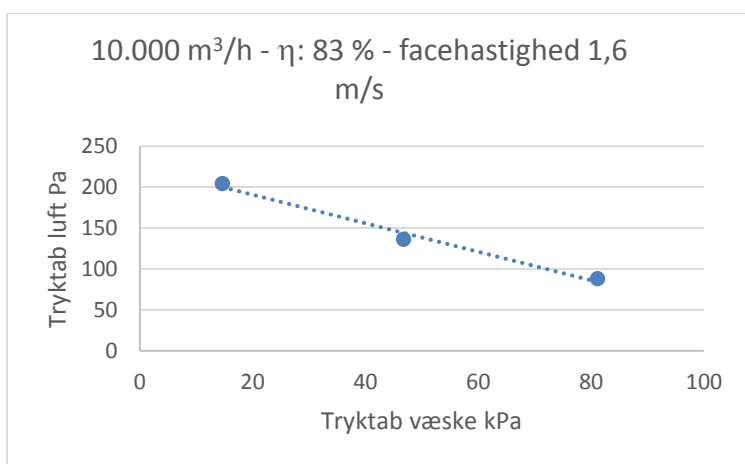
Der er beregnet et eksempel baseret på følgende data:

Driftstid pr. dag [timer]	12
Indblæsningstemp [°C]	17
Luftmængde [m ³ /h]	10.000
Udsugningstemperatur [°C]	22
Effektivitet pr veksler [-]	0,83

Effektivitet total for genvinding [-]	0,72
Facehastighed [m/s]	1,6
Varmepris [kr./kWh]	0,4
Elpris [kr./kWh]	0,8

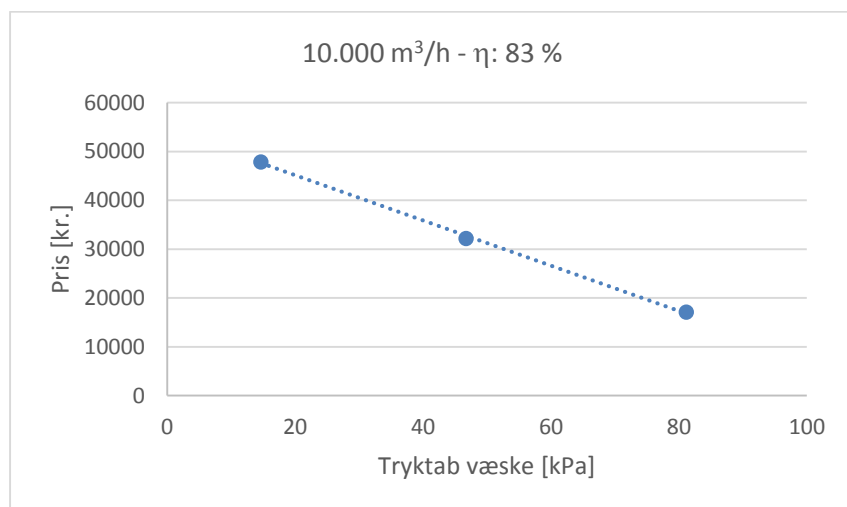
Tabel 7.2.1 Eksempel på anlæg med 10.000 m³/h.

Varmegenvindingen i ventilationsanlæg med væskekoblede batterier og med de data som vist i tabel 7.2.1 vil årligt genvinde ca. 140 MWh varme, svarende til en årlig omkostning på ca. 55.000 kr.. Den årlige omkostning til drift af ventilatorerne og pumpen er tilsvarende ca. 4-5.000 kr.. Elforbruget er beregnet ud fra referenceårets graddagefordeling. Pumpen stopper, når indblæsningstemperaturen bliver højere end udetemperaturen og der er ikke taget højde for at pumpen vil køre dellast meget af tiden.

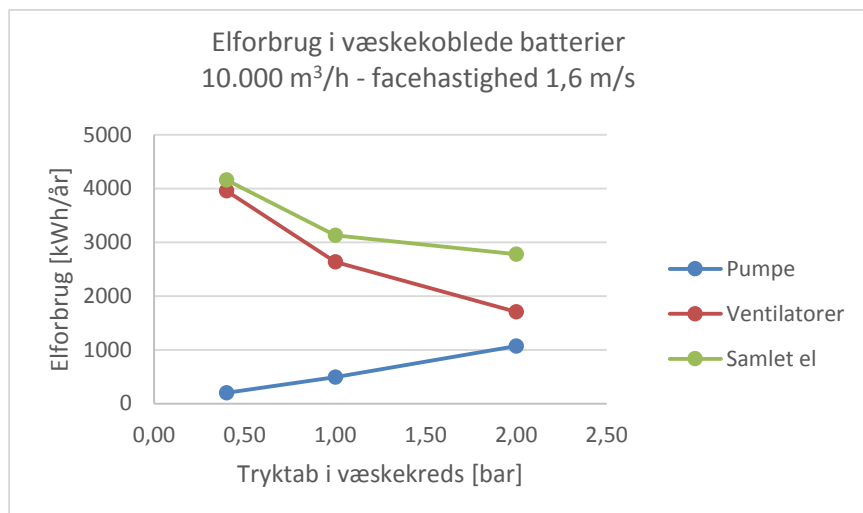


Figur 7.2.1 Tryktabet på luftsiden som funktion af tryktabet på væskesiden. Fladens konfiguration ændres meget ved at tillade et større tryktab på væskesiden og på en sådan måde at fladens tryktab på luftsiden reduceres.

Den vil et øget tryktab på væskesiden medføre, at fladens areal bliver mindre. Det betyder, at fladen bliver billigere, se figur 7.2.2.

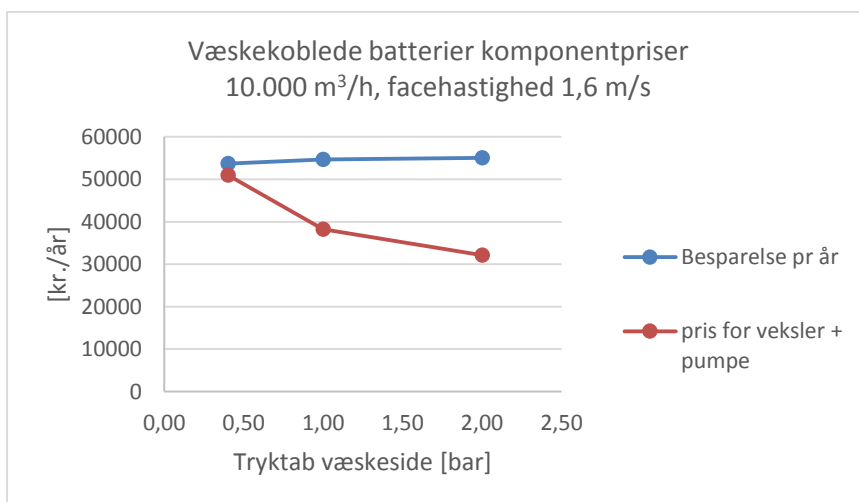


Figur 7.2.2 Fladens pris som funktion af tryktabet på væskesiden.



Figur 7.2.3 Samlet elforbrug for pumpe + ventilator som funktion af tilladt differenstryk på væskesiden.

Af figur 7.2.3 ses, at det samlede elforbrug falder med stigende trykdifferens i væskekredsen, idet elforbruget til ventilatorerne falder mere end elforbruget til pumpen stiger. Det samlede resulterende elforbrug flader dog ud ved yderligere tryktab på væskesiden, hvorefter det stiger igen ved øget differenstryk på væskesiden. Ved luftmængden der er valgt som eksempel (10.000 m³/h) gælder, at tryktabet i mellemkredsen kan hæves til noget mere end 2 bar før det samlede resulterende elforbrug begynder at stige. Samtidig falder den samlede pris for fladerne og pumpen, se figur 7.2.4.



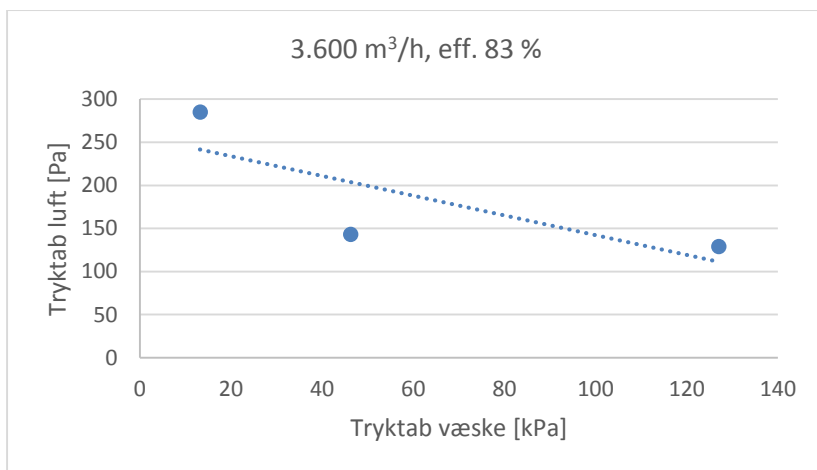
Figur 7.2.4 Ved øget differenstryk i væskekredsen stiger besparelsen, dvs. værdien af sparet varme minus indkøbt strøm, samtidig med at den samlede pris for varmefladerne og pumpen falder.

Der er i det følgende vist et eksempel, hvor ydelsen af ventilationsanlægget er reduceret til 3.600 m³/h for at illustrere om ovenstående konklusioner er generelt gældende.

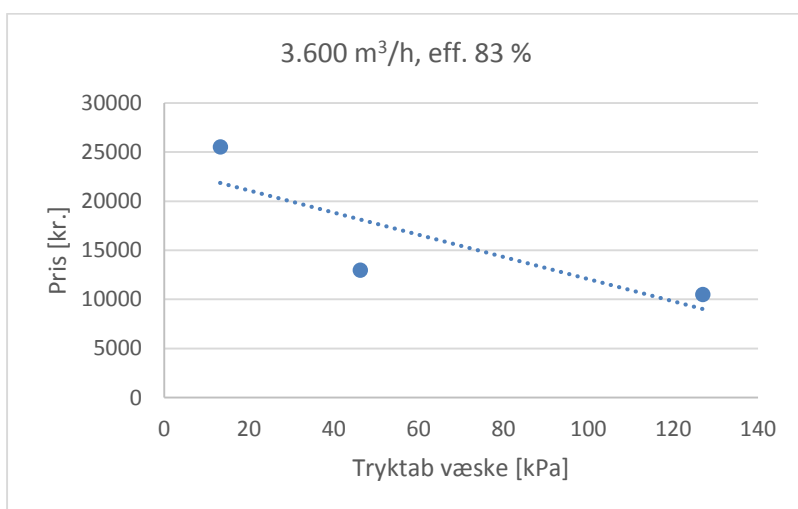
Driftstid pr dag [timer]	12
Indblæsningstemp [°C]	17
Luftmængde [m ³ /h]	3.600
Udsugningstemperatur [°C]	22
Effektivitet pr veksler [-]	0,83
Effektivitet total for genvinding [-]	0,72
Facehastighed [m/s]	1,6
Varmepris [kr./kWh]	0,4
Elpris [kr./kWh]	0,8

Tabel 7.2.2 Eksempel på anlæg med 3.600 m³/h.

Det ses af nedenstående figur 7.2.5, at der ligesom i det andet eksempel med et ventilationsanlæg med en ydelse på 10.000 m³/h kan opnås et markant lavere tryktab på luftsiden ved at øge tryktabet på væskesiden. Effekten er dog i dette tilfælde lidt mindre.

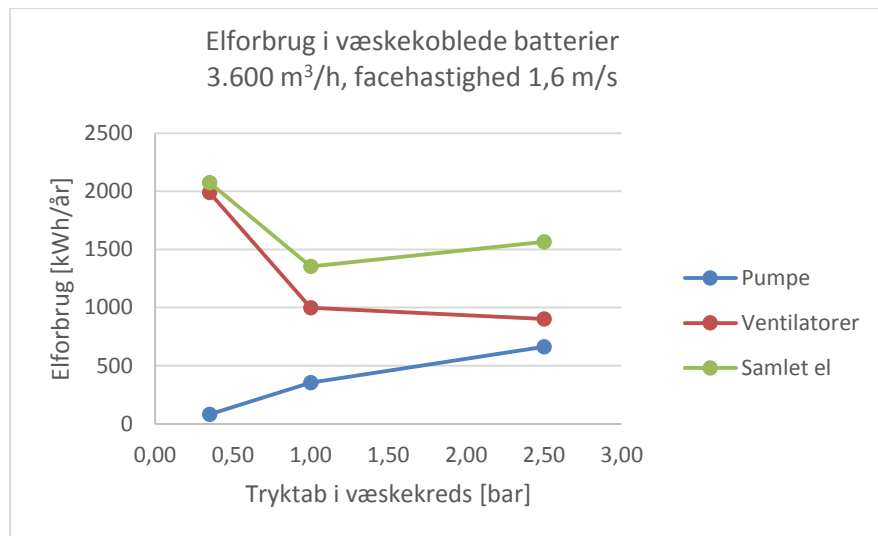


Figur 7.2.5 Tryktabet på luftsiden som funktion af tryktabet på væskesiden.



Figur 7.2.6 Fladens pris som funktion af tryktabet på væskesiden.

I dette tilfælde er det energimæssigt optimalt at tryktabet i væskekredsen er omkring 1 bar, dvs. 10 mVs, se figur 7.2.7.



Figur 7.2.7 Samlet elforbrug for pumpe og ventilator som funktion af tilladt differenstryk på væskesiden.

På baggrund af ovenstående analyser er det evident at korrekt valg af tryktab for væskekredsen har stor betydning for ventilationsanlæggets elforbrug. I forhold til det traditionelle område for differenstryk på 30-60 kPa pr. flade på væskesiden er det generelt optimalt at tillade et højere tryktab. For store ventilationsanlæg er det optimale tryktab på væskesiden ca. 100-120 kPa pr. flade, mens det for mindre ventilationsanlæg vil være 60-100 kPa pr. flade. Årsagen hertil er både termodynamisk, idet det giver bedre balance mellem varmeovergangen på væske- og luft-siden og konstruktivt med de muligheder der findes i rørafstande, ribbeafstande, parallel/serieforbindelser af rør m.m..

I kapitel 6.1.3 er der vist et koncept for optimal styring af flowet i mellemkredsen. Her skal tilføjes, at hvis der vælges en løsning med højt tryktab i væskekredsen og en trevejsventil til nedregulering ved dellast er det ikke muligt at give denne ventil en høj trykfaldsandel. Dette problem bør løses med en pumpe med proportionalregulering. Denne regulering sænker omdrejningstallet, når flowet bliver mindre, dvs. når modstanden i anlægget stiger. Det kan let vises dette formelt ændrer ventilautoriteten på en meget gunstig måde.

8 Bypass af de varmeoverførende flader

8.1 Baggrund

En energimæssig ulempe ved væskekoblede batterier er, at de varmeoverførende flader er anbragt i indblæsnings- og udsugningsaggregaterne uden mulighed for at bypass'e luften, når der ikke er behov for varmegenvinding. Det betyder, at det tryktab der er i fladerne er tilstede konstant og ikke kun når der er behov for genvinding. Dette er ligeledes gældende for andre typer varmegenvinding, idet bypass-funktionen ved krydsvekslere der dimensioneret så tryktabet i bypasset svarer til tryktabet i genvindingsfladen. Ved roterende vekslere er tryktabet ligeledes det samme altid.

8.2 Simpelt bypass

I det følgende er der set på de energimæssige konsekvenser af at etablere et bypass i ventilationsanlæg med væskekoblede batterier, som reguleres on/off. Det betyder, at bypass'et er (fuldt lukket når der er behov for opvarmning af indblæsningsluften, og åbent hvis der ikke er behov for opvarmning af indblæsningsluften.

8.2.1 Komfortventilationsanlæg

I dette projekt har det været tanken at bypass'e ventilationsluften på både indblæsnings- og udsugningssiden i et bypass med relativt lavt tryktab, når der ikke er behov for varmegenvinding. I teorien kan et sådant bypass etableres på to måder, -internt i ventilationsaggregaterne og eksternt som kanaler omkring varmegenvindingen. I praksis vil det dog være sådan at med mindre der er tale om helt specielle anvendelser, vil bypass-funktionen skulle være en integreret del i ventilationsaggregaterne. Dette betyder, at integration af et bypass medfører et mindre faceareal på de varmeoverførende flader, da et bypass optager plads i aggregatet. Fladerne bliver derimod lidt dybere (tykkere) for at opretholde samme effektivitet som flader i fuld bredde (ingen bypass), og har derved et større tryktab. For at illustrere sammenhængen mellem tryktab, årlig benyttelsestid og elforbrug er der udført en række beregninger på et fiktivt komfortventilationsanlæg med følgende data:

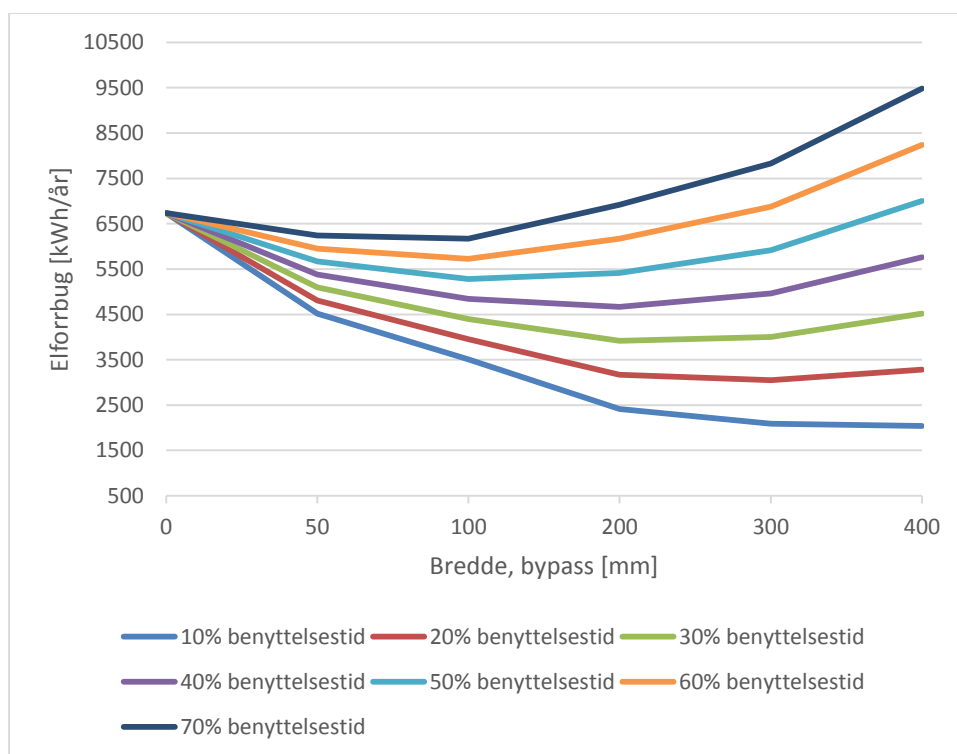
V	: 5,0 m ³ /s
A	: 1,5*1,5 m
Facehastighed	: 2,22 m/s
Eff _{VG, total}	: 60%
T _{ude, dim.} ⁸	: -12°C
T _{udsugning}	: 23°C
Driftstid	: 2.000 timer/år
ρ	: 1,2 kg/m ³
κ	: 0,8 – [kontraktionsfaktor for bypass]

Endelig er det forudsat at varmegenvindingen anvendes on/off, dvs. at hele luftmængden enten ledes gennem fladerne eller gennem fladerne og bypass'ene fordelt efter tryktabet. Der er ved beregningerne af tryktabet gennem bypass'et antaget en kontraktionsfaktor på 0,8 i nedenstående formel.

⁸ dimensionerende udetemperatur

$$\Delta P_{bypass} = 0,5 * \rho * \frac{\left(\frac{V}{A}\right)^2}{\kappa}$$

Nedenstående figur viser det årlige elforbrug som følge af varmegenvinding med væskekoblede batterier som funktion af bypass'ets bredde (ud af en samlet bredde på 1.500 mm) og den årlige benyttelsestid af varmegenvindingen i forhold til den totale driftstid.



Figur 8.2.1 Elforbrug for varmegenvinding med væskekoblede batterier som funktion af bredde af bypass og andel af årlige driftstid for et komfortventilationsanlæg.

Det ses ikke overraskende, at des længere den årlige benyttelsestid af varmegenvindingen er des mindre attraktivt er det at anvende et bypass, når der ikke er behov for genvinding. Det ses af figur 8.2.1, at hvis varmegenvindingen er i brug i mere end ca. 50% af den årlige driftstid er der ikke nogen nævneværdig energimæssig gevinst ved at etablere et bypass. Hvis varmegenvindingen derimod anvendes i kortere tid end ca. 50% er der en energimæssig fordel at etablere en bypass'funktion. Det er således at jo mindre andel af de årlige driftstimer hvor der er behov for varmegenvinding jo større andel af det total faceareal i aggregatet bør udgøres af bypass'et. Tilsvarende øges den energimæssige fordel ved et bypass des mindre andel af året hvor der behov for varmegenvinding.

Det ses ud fra figur 8.2.1, at den optimale bredde af et bypass i den valgte eksempel er ca. 100-200 mm ud af den samlede bredde på 1.500 mm, dvs. 10% af fladens oprindelige bredde.

Den typiske indblæsningstemperatur i et komfortventilationsanlæg er ca. 20°C. Hvis det antages af udsugningstemperaturen er 23°C og at effektiviteten af varmegenvindingen er 60% vil der være behov for fuld genvinding indtil udetemperaturen er over 15,5°C. Derefter er der behov for delvis varmegenvinding indtil udetemperaturen er over 18°C (der er en vis varmetilførsel fra

indblæsningsdelens blæser). Dette er tilfældet i 82% af tiden i dagtimerne (kl. 8-16). Da det antal timer hvor der er behov for varmegenvinding er langt over 50% betyder det at det jf. ovenstående at der ikke er en energimæssig fordel i etablere et on/off bypass i komfortventilationsanlæg.

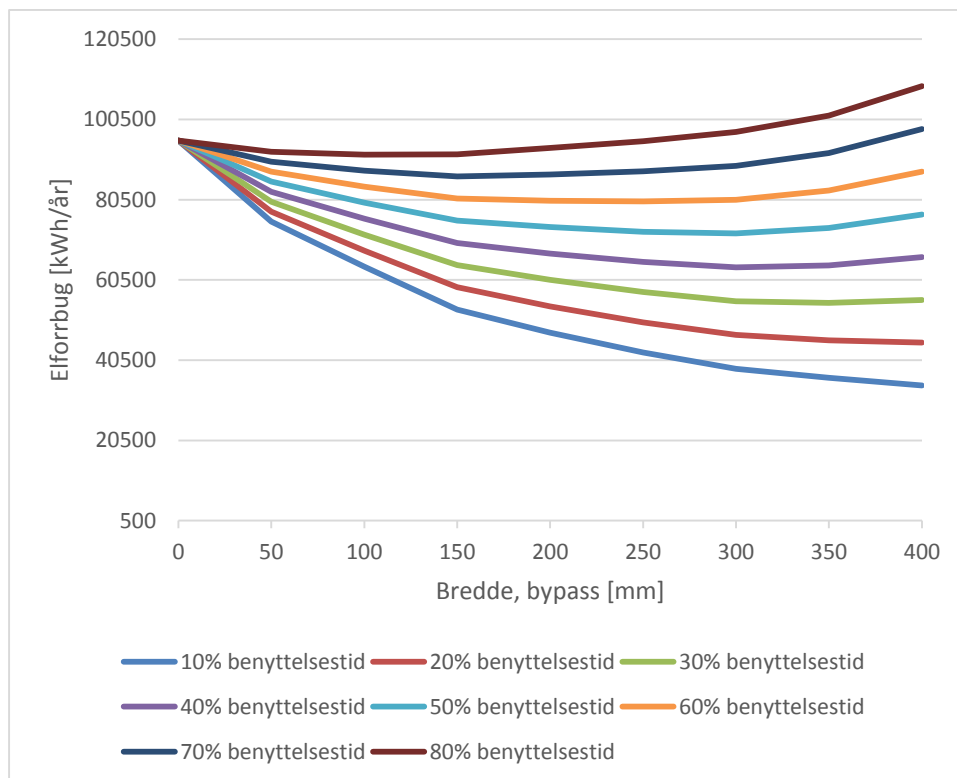
8.2.2 Industriventilationsanlæg

Der er foretaget analyser for et ventilationsanlæg beregnet for ventilering af industrilokaler. I modsætning til kontorer og andre lokaler hvor den interne varmeudvikling er relativ begrænset, er der ofte en ret massiv varmetilførsel til industrilokaler, og dermed til rumluften, hvor produktionen foregår. Derfor er indblæsningstemperaturen ofte f.eks. 17-18°C (grænsen for trækgener) mens udsugningstemperaturen kan være op mod 30°C. Med udgangspunkt i ventilationsanlæggene fra kapitel 10.1 er der nedenstående udført beregninger på et fiktivt ventilationsanlæg for industrilokaler med følgende data:

V	: 17,0 m ³ /s
A	: 2,5*3,2 m
Facehastighed	: 2,13 m/s
Eff _{VG, total}	: 60%
T _{ude, dim.} ⁹	: -12°C
T _{udsugning}	: 30°C
Driftstid	: 8.000 timer/år
ρ	: 1,2 kg/m ³
κ	: 0,8 -

Det er ligesom for eksemplet med komfortventilationsanlægget forudsat at varmegenvindingen anvendes on/off, dvs. at hele luftmængden enten ledes gennem fladerne eller gennem fladerne og bypass'ene fordelt efter tryktabet. Nedenstående figur viser det årlige elforbrug som følge af varmegenvinding med væskekoblede batterier som funktion af bypass'ets bredde (ud af en samlet bredde på 3.200 mm) og den årlige benyttelsestid af varmegenvindingen i forhold til den totale driftstid.

⁹ dimensionerende udetemperatur



Figur 8.2.2 Elforbrug for varmegenvinding med væskekoblede batterier som funktion af bredde af bypass og andel af årlige driftstid for et industriventilationsanlæg med normale lufthastigheder.

Det ses, at hvis varmegenvindingen anvendes i kortere tid end ca. 70% er der en energimæssig fordel at etablere en bypass-funktion.

Samtidig ses det ud fra figur 8.2.2, at den optimale bredde af et bypass i den valgte eksempel er ca. 300-350 mm ud af den samlede bredde på 3.200 mm, dvs. 10% af fladens oprindelige bredde.

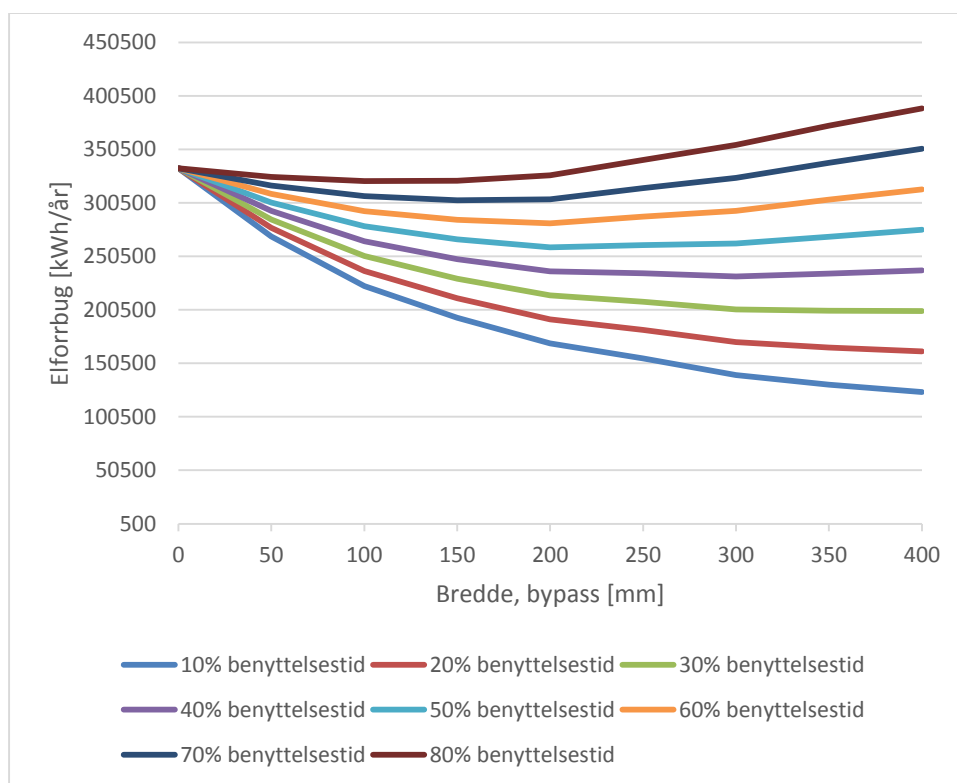
Det er antaget ved beregningerne der ligger til grund for figur 8.2.2, at indblæsningstemperaturen er ca. 17°C, udsugningstemperaturen er 30°C og at effektiviteten af varmegenvindingen er 60%. Under disse forhold vil der være behov for fuld genvinding indtil udetemperaturen er over -2,5°C. Derefter er der behov for delvis varmegenvinding indtil udetemperaturen er over 15°C (der er en vis varmetilførsel fra indblæsningsdelens blæser). Dette er tilfældet i 68% af tiden i dagtimerne (kl. 8-16) og i 77% af tiden ud af døgnets timer.

Da det antal timer hvor der er behov for varmegenvinding er ca. 70% betyder det, at den energimæssig fordel ved at etablere et on/off bypass i industriventilationsanlæg med moderate face-hastigheder jf. ovenstående er ca. 8% af det samlede energiforbrug som følge af varmegenvindingen, svarende til en årlig omkostning på ca. 5.300 kr. for ventilationsanlægget i eksemplet ved en elpris på 0,75 kr. pr. kWh.

Det vil ofte være således at lufthastighederne gennem de varmeoverførende flader er en hel del højere end ved komfortventilationsanlæg, fordi de nødvendige luftmængder ofte er store og der er begrænset plads til ventilationsaggregaterne samt fordi der ofte ikke stilles de samme krav til lufthastigheder etc..

I det nedenstående er der regnet med et ventilationsanlæg med følgende data.

V	: 24,0 m ³ /s
A	: 2,3*3,3 m
Facehastighed	: 3,16 m/s
Eff _{VG} , samlet	: 60%
T _{ude, dim.} ¹⁰	: -12°C
T _{udsugning}	: 30°C
Driftstid	: 8.000 timer/år
ρ	: 1,2 kg/m ³
κ	: 0,8 -



Figur 8.2.3 Elforbrug for varmegenvinding med væskekoblede batterier som funktion af bredde af bypass og andel af årlige driftstid for et industriventilationsanlæg med høje lufthastigheder.

Det ses, at hvis varmegenvindingen anvendes i kortere tid end ca. 70% er der en energimæssig fordel at etablere en bypass-funktion.

Samtidig ses det ud fra figur 8.2.3, at den optimale bredde af et bypass i den valgte eksempel er ca. 250-350 mm ud af den samlede bredde på 3.200 mm, dvs. 10% af fladens oprindelige bredde.

Det er antaget ved beregningerne der ligger til grund for figur 8.2.3, at indblæsningstemperaturen er ca. 17°C, udsugningstemperaturen er 30°C og at effektiviteten af varmegenvindingen

¹⁰ dimensionerende udetemperatur

er 60%. Ud fra referenceårets udetemperaturer vil varmegenvindingen være i brug i 68% af tiden i dagtimerne (kl. 8-16) og i 77% af tiden ud af døgnets timer.

Da det antal timer hvor der er behov for varmegenvinding er ca. 70% betyder det, at den energimæssig fordel ved at etablere et on/off bypass i industriventilationsanlæg med moderat høje facehastigheder jf. ovenstående figur er ca. 9% af det samlede energiforbrug som følge af varmegenvindingen, svarende til en årlig omkostning på ca. 22.400 kr. for ventilationsanlægget i eksemplet ved en elpris på 0,75 kr. pr. kWh.

8.2.3 Konklusion

Hvis der anvendes væskekoblede batterier i ventilationsanlæg til komfortformål, dvs. typisk anlæg med moderate lufthastigheder i aggregaterne og begrænset årlig driftstid, f.eks. 2.000 timer, vil det ikke være en fordel at etablere et on/off bypass i anlægget. Er der derimod tale om ventilationsanlæg med høje facehastigheder gennem fladerne samt lange årlige driftstider, der ventilerer bygninger med betragtelig intern varmebelastning, vil det i mange tilfælde være rentabelt at etablere et on/off bypass.

8.3 Bypass med regulerbare spjæld

I kapitel 8.2 er der set på om det er en energimæssig fordel at etablere on/off bypass'spjæld over de varmeoverførende flader ved væskekoblede batterier, der åbner når der ikke er behov for varmegenvinding. Det har vist sig at on/off'styrede bypass'spjæld kun er energimæssig attraktive, hvis der er tale om ventilationsanlæg der er i drift kontinuert og betjener lokaler med betragtelig intern varmebelastning, således at varmegenvindingspotentialet er højt.

I det følgende er der set på om det i stedet kunne være attraktivt at etablere regulerbare bypass'spjæld, der kan bypass'e ventilationsluften i såvel indblæsnings- som udsugningsanlægget trinløst og på den måde regulere varmegenvindingen. Det betyder, at reguleringsmetoden i stedet for at være en trevejsventil eller en frekvensregulerbar pumpe er bypass'spjæld, der leder ventilationsluften helt eller delvis gennem de varmeoverførende flader. I sommerperioden hvor udetemperaturen er så høj at indblæsningstemperaturen efter blæsere overstiger setpunktet standses cirkulationspumpen i genvindingskredsen som normalt.

I det følgende er der som i kapitel 8.2 taget udgangspunkt i at der etableres bypass'spjæld internt i ventilationsaggregatet for både indblæsning og udsugning samt at bypass'spjældene udgør 10% af det samlede faceareal, da det jf. kapitel 8.2 er det optimale størrelsesforhold.

Der er opbygget en simuleringsmodel i Excel, som er anvendt til at foretage de beregninger der er grundlaget for det følgende. Energibesparelsen ved at etablere regulerbare bypass'spjæld afhænger primært af følgende parametre:

- Totaleffektivitet varmegenvinding_{dimensionerende}
- Tryktab varmevekslere_{dimensionerende}
- $T_{\text{indblæsning, setpunkt}}$
- T_{afkast}
- Luftflow
- Størrelsesforhold varmeplade/bypass'spjæld (her anvendes konsekvent 10%)
- Totalvirkningsgrad blæsere

Effektiviteten af varmegenvindingen og tryktabet i varmevekslerne hænger sammen, idet hvis effektiviteten øges vil tryktabene ligeledes øges. I kapitel 4 er der beskrevet en dimensioneringsmodel, der kan anvendes til at bestemme den optimale effektivitet af et varmegenvindings-system inklusiv tryktabene. I det følgende er der taget udgangspunkt i typiske totalvirkningsgrader for væskekoblede batterier på 50%, 55%, 60% og 65%.

Det er valgt opdele beregningerne mellem komfortventilationsanlæg, der typisk har forholdsvis lave lufthastigheder og er i drift i dagtimerne, og industriventilationsanlæg der er i drift med høje lufthastigheder året rundt.

8.3.1 Komfortventilationsanlæg

Der er i det følgende taget udgangspunkt i et fiktivt ventilationsanlæg med nedenstående data for at illustrere sammenhængen mellem virkningsgrad, tryktab og elforbrug:

V	: 5,0 m ³ /s
A	: 1,5*1,5 m
T _{ind}	: 20°C
T _{ude, dim.} ¹¹	: -12°C
T _{udsugning}	: 23°C
Driftstid	: 2.920 timer/år
Totalvirkningsgrad _{blæsere}	: 65%

Simuleringerne viser, at der er behov for varmegenvinding i 2.000-2.250 timer årligt ($\eta_{\text{varmegenvinding}}$: 50-65%) ud af årets 2.920 timer mellem kl. 8-16. Det medfører, at bypass'spjældene vil være helt lukkede i 68-77% af tiden, delvist åbne i 12-21% af tiden og helt åbne i 11% af tiden. Da spjældene er lukkede eller delvist lukkede i betydeligt længere tid end ca. 50% er der jf. kapitel 8.2 er der ikke en energimæssig fordel ved at etablere bypass'spjæld uanset at disse er regulerbare og derfor vil være delvist åbne en periode af året. Simuleringerne og beregningerne af de energimæssige konsekvenser for elforbruget til ventilationsanlæggets blæsere viser da også følgende resultater for den årlige energibesparelse ved at etablere regulerbare bypass'spjæld.

$\eta_{\text{varmegenvinding}}$ [%]	Energibesparelse [kWh/år]
50	-1.300
55	-1.049
60	-914
65	-1.717

Tabel 8.3.1 Energibesparelse ved etablering af regulerbare bypass'spjæld i komfortventilationsanlæg.

Som det ses er det ikke rentabelt at etablere regulerbare bypass'spjæld i komfortventilationsanlæg, dvs. typisk anlæg for kontorer og andre steder, hvor der er i drift i dagtimerne og moderat forskel mellem indblæsnings- og udsugningstemperaturen.

¹¹ dimensionerende udetemperatur

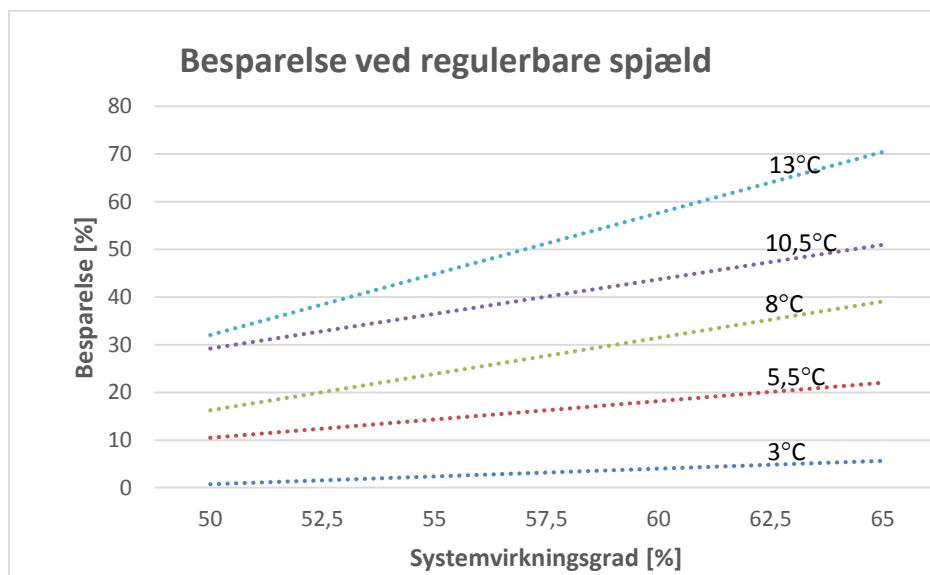
8.3.2 Industriventilationsanlæg

Med udgangspunkt i ventilationsanlægget fra kapitel 8.2.1 er der nedenstående udført beregninger på et ventilationsanlæg for industrilokaler med følgende data:

V	: 17,0 m ³ /s
A	: 2,5*3,2 m
T _{ind}	: 17°C
T _{ude, dim.} ¹²	: -12°C
T _{udsugning}	: 20-30°C
Driftstid	: 8.760 timer/år
Totalvirkningsgrad _{blæsere}	: 65%

Simuleringerne viser, at der er behov for varmegenvinding i 7.200-7.500 timer årligt ($\eta_{\text{varmegenvinding}}$: 50-65%) ud af årets 8.760 timer. Bypass'spjældene vil i dette tilfælde være helt lukkede i 1-73% af tiden, delvist åbne i 4-81% af tiden og helt åbne i 15-18% af tiden. Nedenstående figur viser sammenhængen mellem den procentvise elbesparelse som følge af tryktabet over de væskekoblede batterier ved at etablere en regulerbar bypass'funktion, som funktion af temperaturforskellen mellem indblæsnings- og udsugningstemperaturen samt totalvirkningsgraden af det væskekoblede batteri. Det ses, at hvis temperaturforskellen på indblæsnings- og udsugningsluften er lav er fordelene ved at etablere en bypass'funktion begrænset, mens der kan opnås store elbesparelser hvis temperaturforskellen er høj, dvs. at bypass'et er i funktion i en stor del af tiden. Desuden ses det at besparelsen øges betydeligt i takt med øget effektivitet af de væskekoblede batterier, -ligeledes fordi at bypass'enes åbningstid forøges.

Beregningerne viser, at ved industrielle ventilationsanlæg, hvor der typisk er lange årlige driftstider samt stor forskel på indblæsnings- og udsugningstemperaturen kan det være en fordel at etablere et regulerbart (modulerende) bypass'spjæld.



Figur 7.3.1 Besparelse i procent af energiforbruget forårsaget af varmegenvindingen ved regulerbare spjæld. De anførte temperaturer er forskellen mellem indblæsnings- og udsugningstemperaturen.

¹² dimensionerende udetemperatur

9 Teori for og tests af varmeoverførende flader

For de fleste praktiske anvendelser er den termiske modstand ca. 5-10 gange større på luftsiden end på væskesiden. Derfor er der naturligt gennem tiden primært arbejdet med at reducere den termiske modstand på luftsiden af varmeoverførende flader, dvs. forbedring af fladernes varmeoverførende egenskaber på luftsiden. I mange år har der været kutyme at anvende brudte og/eller bølgede overflader til at skabe bedre varmeovergang på luftsiden, idet de brudte/bølgede overflader skaber turbulens i grænselaget mellem luft og finneoverfladerne, og dermed medfører kontinuert fornyelse af grænselaget med deraf følgende forøgelse af varmeovergangen.

Sammenhængen mellem termiske virkningsgrad af varmeoverførende flader og NTU (Number of Transfer Units) for flader med flere fire rørrækker er:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[NTU^{0,22} \cdot \left\{\exp(-C \cdot NTU^{0,78}) - 1\right\} / C\right]$$

hvor:

$$\begin{aligned} \text{NTU:} & \quad UA/C_{\min} \\ \text{C:} & \quad C_{\min}/C_{\max} \end{aligned}$$

Der er som regel betydeligt flere end fire rørrækker. Hvis der er færre end fire rørrækker kan sammenhængen mellem termiske virkningsgrad ε og NTU ses i ESDU 86018¹³. Det ses, at virkningsgraden ε øges med stigende NTU-værdi, dvs. stigende fladeareal A og/eller varmeovergangskoefficient U.

For enhver given udformning af varmeoverførende flader vil øgede varmeoverførende egenskaber medfører øget lufthastighed gennem fladerne. Det følger af Colburns faktor:

$$J = St Pr^{2/3} = \frac{Nu}{Re Pr} Pr^{2/3} = \frac{\alpha}{v C_p \rho} Pr^{2/3}$$

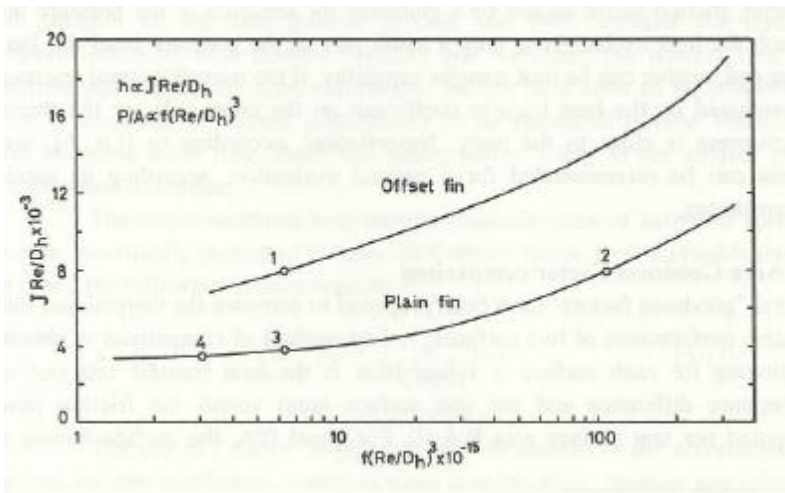
hvor:

$$\begin{aligned} J : & \quad \text{Colburns faktor} \\ St : & \quad \text{Stantons tal} \\ Pr : & \quad \text{Prandtl's tal} \\ Nu : & \quad \text{Nusselts tal} \\ Re : & \quad \text{Reynolds tal} \\ \alpha : & \quad \text{varmeovergangstal [W/m}^2\text{K]} \\ v : & \quad \text{lufthastighed [m/s]} \\ C_p : & \quad \text{varmefylde [J/kgK]} \\ \rho : & \quad \text{vægtfylde [kg/m}^3\text{]} \end{aligned}$$

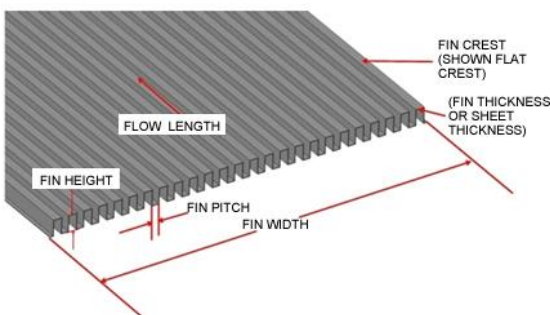
En øget lufthastighed for en given udformning af en flade vil uvægerligt medføre øget tryktab. Det interessante i denne sammenhæng er derfor om der er udformninger af varmeoverførende flader, der har højere varmeovergangstal for et givet tryktab end andre (for et fastholdt face-

¹³ ESDU 86108, Engineering Science Data Unit 86018 with Amendment A, Juli 1991, s. 92-107

areal, dvs. arealtværsnittet af fladen i ventilationsanlægget). I litteraturen er dette aspekt behandlet få steder, idet der som oftest er set på de varmeoverførende egenskaber og de tilhørende tryktab uafhængigt af hinanden. I håndbogen "Recent Development in Finned Heat Exchangers – Theoretical and Practical Aspects" er sammenhængen mellem varmeoverførende egenskaber og tryktab behandlet ved at der er defineret en arealgodhedsfaktor og en tilsvarende volumengodhedsfaktor. Arealgodhedsfaktoren beskriver sammenhængen mellem varmeoverføring og tryktab (på luftsiden) for at fastholdt fladeareal, hvor volumengodhedsfaktoren beskriver sammenhængen mellem varmeoverføring og tryktab for et fastholdt fladevolumen. De to faktorer er ikke væsentlig forskellige fra hinanden, og i det følgende vises et eksempel på arealgodhedsfaktoren for varmeoverflader med to forskellige typer lameller, - glatte, ubrudte lameller og forsatte lameller, se illustrationer.

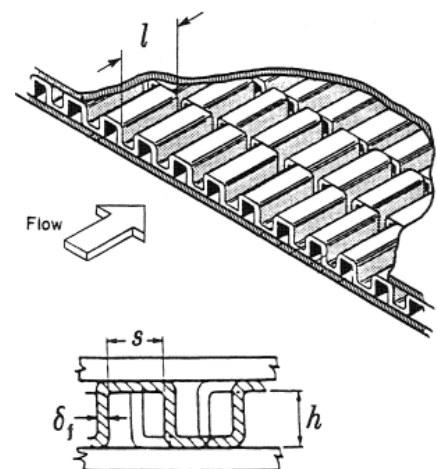


Figur 9.1 Arealgodhedsfaktor for flader med hhv. glatte, ubrudte lameller og glatte, forsatte lameller [Recent Development in Finned Tube Heat Exchangers, A. Auracher et. al., 1987].



Figur 9.2 Glatte, ubrudte lameller.

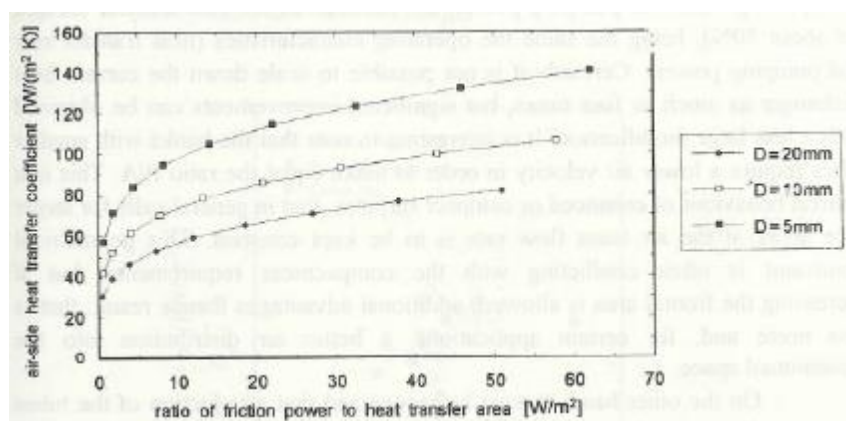
Af figur 9.1 ses, at en flade med forsatte lameller har langt bedre varmeoverførende egenskaber. De to flader har samme varmeovergangstal i pkt. 1 og



Figur 9.3 Glatte, forsatte lameller.

2, men fladen med de ubrudte lameller har et tryktab der er 10 gange højere. Tilsvarende er tryktabet for de to flader det samme i pkt. 1 og 3, men fladen med de forsatte lameller har det dobbelte varmeovergangstal. I praksis er forsatte lameller eller andre udformninger af lamellerne, hvor luften ikke følger en galt, ubrudt overflade ikke anvendelige, da lamellerne med tiden bliver tilsmudsede og fladen "sætter til" og vanskeligt kan renses.

Desuden har størrelsen og placering af rørene i fladen stor betydning for fladens varmeoverførende egenskaber. Det forholder sig således at flader med mindre men flere rør har bedre varmeovergang end flader med færre med større rør. Denne effekt ses af figur 9.4, som viser arealgodhedsfaktoren for flader uden lameller (glatte rør) med samme samlede overfladeareal, hvor der er anvendt rør med en ydre diameter hhv. 5 mm, 10 mm og 20 mm..



Figur 9.4 Arealgodhedsfaktor for flader med glatte rør uden finner med forskellig diameter [Recent Development in Finned Tube Heat Exchangers, A. Auracher et. al., 1987].

I væskekoblede batterier, hvor der er tale om cirkulerende væske uden faseskift, er varmeovergangstallet på væskesiden så højt i forhold til varmeovergangstallet på luftsiden (og i rørvæggen) at varmeovergangen på væskesiden og i rørvæggen har mindre betydning. I flader beregnet for væsker med faseskift, f.eks. flader til brug i køleanlæg, har varmeovergangstallet på væskesiden derimod betydning, og der anvendes i disse tilfælde ofte rør med mikrofiner (riller indvendig i rørene).

9.1 Pumpearbejde og glykolprocent

9.1.1 Pumpearbejde

Hvis væskestrømmen i mellemkredsen overstiger det optimale vil det medføre et unødigt energiforbrug til drift af pumpen. Den optagne effekt til pumpen i mellemkredsen udgør ca. 10% af blæsereffekten til at overvinde tryktabet i de væskekoblede flader, eller ca. 2-3% af den samlede tilførte blæsereffekt. Hvis pumpens flow er for højt i forhold til det optimale er der et unødigt energiforbrug. Hvis pumpen f.eks. yder det dobbelte flow af det optimale vil det unødige energiforbrug til pumpen svare til ca. 2-3% af det samlede effektoptag til ventilationsanlægget i de perioder hvor varmegenvindingen er i drift, når der er tale om et system med regulering med trevejsventil. Derudover mistes der samtidig ca. 5% i varmegenvindingseffektivitet, så styring/indregulering af flowet i mellemkredsen er vigtig.

Endelig er det vigtigt at optimere hastigheden og dermed tryktabet på væskesiden i varmepladerne. Ved øget væskehastighed forbedres varmeovergangen og dermed fladernes effektivitet.

Det øgede tryktab gennem fladerne medfører forøgede omkostninger til pumpedriften. Det foreslås, at den optimale væskehastighed/tryktab gennem varmefladerne fastlægges med et af varmepladefabrikanternes beregningsprogrammer i det konkrete tilfælde efter at varmepladernes effektivitet og tryktab på luftsiden er fastlagt.

9.1.2 Glykolprocent

I mange år har det været en tommelfingerregel at effektiviteten af væskekoblede batterier reduceres med ca. 1% for hver 2% glykolindhold, der er i den cirkulerende væske i mellemkredsen regnet i forhold til rent vand i mellemkredsen. Derfor anvendes der også i en del tilfælde rent vand i mellemkredsen på nogle ventilationsanlæg. Udfordringen er blot at den eneste fuldstændig fejlsikre metode at frostsikre mellemkredsen og de to varmeplader på, er at anvende en frostsikret væske i mellemkredsen.

Det er p.t. i de fleste tilfælde normal praksis at tilsætte ca. 30% glykol til væsken i mellemkredsen af hensyn til frostsikring og for at sikre tilstrækkelig korrosionsbeskyttelse. Men da glykol i mellemkredsen som nævnt reducerer de varmeoverførende egenskaber samt øger pumpearbejdet i mellemkredsen, er det interessant at skelne mellem brudsikring og frostsikring af mellemkredsen, dvs. mellem hvilken glykolprocent der sikrer mod brud på varmeplader, rør etc. og hvilken glykolprocent der sikrer mod isdannelse i mellemkredsens væske.

Når temperaturen falder til under væskens frysepunkt vil en del af vandet i væsken udkrystallisere og frysepunktet for den resterende væske sænkes. Kombinationen af iskrystaller og væske vil være en pumpbar grød, der ikke er egnet under normal drift. Desuden betyder dannelsen af iskrystaller at volumen af væsken øges og denne udvidelse skal kunne optages i mellemkredsens ekspansionssystem.

Nedenstående tabel viser volumenindholdet af glykol for forskellige brud- og frostsikringstemperaturer.

Temperatur [°C]	Brudsikring [%]	Frostsikring [%]
-7	12,6	18,8
-12	20,9	30,4
-18	25,1	37,7
-23	29,3	44,0
-29	31,4	48,2
-34	34,6	52,4
-40	36,6	56,5
-46	36,6	59,7
-51	36,6	62,8

Tabel 9.1.1 Brud- og frostsikringstemperaturer ved sikring med propylenglykol.¹⁴

Det ses, at 30% propylenglykol frostsikrer mellemkredsen til -12°C, hvilket er den minimale, dimensionerende udetemperatur. Det ses ligeledes at der opnås brudsikring ned til -12°C ved at

¹⁴ Kilde: Dow Chemical Company

tilsætte 21% glykol, eller næsten 10% mindre. For at illustrere betydningen af glykolprocenten i mellemkredsen er der foretaget en beregning med TT Coil's program til dimensionering af varmekrøder¹⁵, der viser at for fastholdt kapacitet og fladeareal vil det varmeoverførende areal samt tryktabet på luftsiden være 40% større ved 30% glykol fremfor 21% glykol. Tryktabet på væskesiden er holdt uændret ved beregningerne. Der er således et betydeligt energimæssigt og økonomisk incitament til at se kritisk på indholdet af englykol i mellemkredsen.

For de ventilationsanlæg med væskekoblede batterier der er opstillet indendørs bør det være muligt at reducere glykolprocenten, således de udelukkende er brudsikrede. Derimod kan det stadig være aktuelt at frostsikre udendørs opstillede anlæg, så de kan idriftsættes uden problemer efter nedbrud.

9.2 Test og dokumentation

Den flade der er stillet til rådighed af TT Coil i forbindelse med projektet er testet som køleflade med tør luft i TI's Eurovent prøvestand. Metoden er tillempet efter ref./11/. Fladen anvender et koblingssystem, der er tilnærmer modstrøm bedre end det normalt anvendte.

9.2.1 Test af TT Coil køle-/varmekrøder i Eurovent prøvestanden

Dataene for den testede flade er givet i bilag 1. Der er testet med 30% ethylenglykol på væskesiden. Ved test af varmevekslere måles fire temperaturer og to flow. Dette giver en overbestemmelse, da varmebalancen kun passer med en vis margen. Det er et valg, hvilken parameter, der skal justeres til opnåelse af energibalancen, hvor man normalt vil justere i de parametre, hvor måleusikkerheden er størst. Til analyseformål er det først og fremmest nødvendigt at variere flowene på både luft- og væskesiden. Variationer af temperaturniveauet er normalt let at beregne ud fra gængse modeller. Af praktiske grunde er det ikke muligt nøjagtigt at ramme den eller de driftssituationer, som leverandøren oplyser. Dette er et kendt problem ved test af varmevekslere. Det løses her ved at teste ved flere forskellige flow og temperaturer og derefter tilpasse en matematisk/ fysisk model til måleresultaterne.

9.2.2 Måleresultater og TT-coil beregning

	Målt	Målt	Målt	Målt	Målt	Målt	Målt	Målt	Målt	Ttcoil beregning	Ttcoil beregning
Luftmængde m ³ /h	4565	4543	4508	2296	2259	2231	1151	1141	4991	4991	4991
Lufttemp ind °C	30,2	30,2	30,1	29,9	30,1	29,9	30,0	30,1	22,0	22,0	22,0
Glycoltemp ind °C	9,84	10,0	10,0	10,0	10,0	10,1	10,0	9,9	-5,0	-3,0	-3,0
Lufttemp ud °C	12,2	14,4	17,2	12,2	10,4	17,4	12	10,3	0,757	0,757	0,757
Væske ud °C	22,61	25,8	27,86	22,7	17,03	28,12	22,97	16,84	15	13,5	13,5
Effekt luftsiden kW	27,76	24,25	19,54	13,74	15	9,43	7,00	7,6	35,4	35,4	35,4
Densitet kg/m ³	1,161	1,161	1,161	1,162	1,161	1,162	1,162	1,161	1,193	1,193	1,193
Cluft kW/k	1,54	1,53	1,51	0,78	0,76	0,75	0,39	0,38	1,67	1,67	1,67
Cm kW	2,17	1,54	1,10	1,08	2,13	0,52	1,10	1,10	1,77	2,15	2,15
Tryktab luft Pa	118,5	119,93	131	43,91	42,8	44,37	15,5	16,8	120	121	121
Tryktab vand kPa	72,5	37,6	20,1	20,8	76	6,5	7,6	21,9	72	95	95

Tabel 9.2.1 Målte resultater og TT Coil's beregningsresultater med deres dimensioneringsprogram.

9.2.3 Analyse af måleresultaterne - varmeovergang

Der tages udgangspunkt i følgende ligning for varmeovergang indvendig i rør:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad /9.1/$$

¹⁵ ttc Design V5

For udvendig varmeovergang vil eksponenten på Re typisk være fra 0,6 til 0,8. Pr er for luft nogenlunde konstant. For glykol er Pr meget varierende med temperaturen.

Der fås bedst overensstemmelse ved at sætte eksponenten til 0,8 for både luft og væske. Og følgende anvendes:

$$UA_{\text{luft}} = \frac{1}{\text{Konst}_{\text{luft}}} \cdot \frac{\lambda}{v^{0,8}} \cdot C_L^{0,8} \cdot (273 + T_{\text{luft}})^{0,8} / 9.1/ , \text{ hvor } C_L \text{ er luftens varmekapacitet. } T_{\text{luft}} \text{ er mid-}$$

dellufttemperaturen

For glykol:

$$UA_{\text{glycol}} = \frac{1}{\text{Konst}_{\text{glyc}}} \cdot \frac{\lambda}{v^{0,8}} \cdot C_{\text{glycol}}^{0,8} \cdot Pr^{0,3} / 9.2/$$

Den samlede varmeovergang bestemmes nu af:

$$\frac{1}{UA_{\text{tot}}} = \frac{1}{UA_{\text{luft}}} + \frac{1}{UA_{\text{Glyc}}} / 9.3/$$

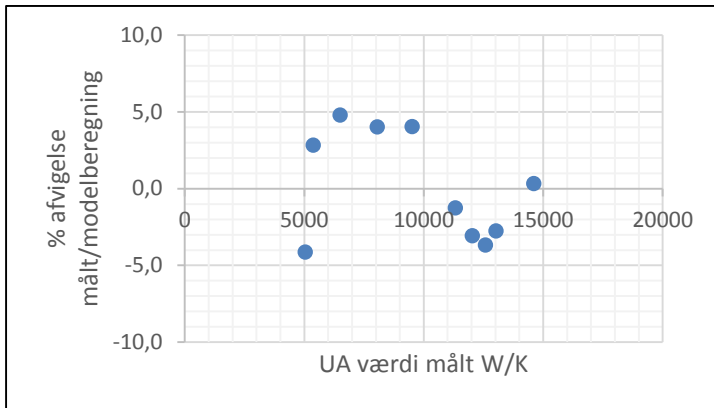
Beregningsproceduren er nu:

1. Find målt UA –værdien for hver af de 8 målepunkter ved at bestemme den UA værdi, der får beregnet og målt effektivitet til at være ens. Der forsøges med forskellige antal slag. Så det antal slag, der giver bedst tilpasning samtidig findes. Det vil være lavere end det faktiske antal
2. Nu gættes på de to konstanter i ligningerne /9.1/ og /9.2/ og UA beregnes for hvert målepunkt og den procentvise forskel mellem målt og beregnet værdi findes pr målepunkt. Værdierne kvadreres og summeres. Og endelig findes minimum ved hjælp af Excels solverfunktion
3. Varmeovergangsmodstandene pr. side kan nu findes for de 8 målepunkter tillige med de tilsvarende UA værdier.

Der fås:

Målepunkt	1	2	3	4	5	6	7	8	TTcoil	TTcoil
UA _{luft} W/K	53182	53021	52517	30705	30215	30069	17662	17467	56126	56126
UA _{glyc} W/K	20202	15725	12206	11543	18987	6768	6656	11177	13955	16360
UA målt	14592	12574	9503	8052	12019	5368	5034	6489	11317	13017
UA model	14641	12128	9904	8389	11660	5524	4834	6816	11176	12667
Forskel i %	0,3	-3,7	4,0	4,0	-3,1	2,8	-4,1	4,8	-1,3	-2,8

Tabel 9.2.2 Målt og beregnet varmeoverføring for den testede TT Coil veksler.



Figur 9.2.1 Målt og beregnet varmeoverføring for TT Coil veksler.

Af tabel 9.2.2 fremgår det også at UA værdien er væsentligt større på luftsiden end på glykolsiden.

9.2.4 Analyse af måleresultaterne - tryktab

Generelt for både væske- og luftsiden gælder:

$$\Delta P = F(\text{Re}) \cdot \frac{1}{d_h} \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \quad /9.4/$$

F er en funktion af Re

D_h er hydraulisk diameter

ρ er massefylden

u er hastigheden

Ved nogenlunde samme temperatur fås typisk $\Delta P = \text{konst.} \cdot Q^n$, hvor n er noget lavere end 2. Dette skyldes, at dele af flowet i veksleren er laminart og dermed friktionsafhængigt. Dette tolkes som en Re- afhængighed:

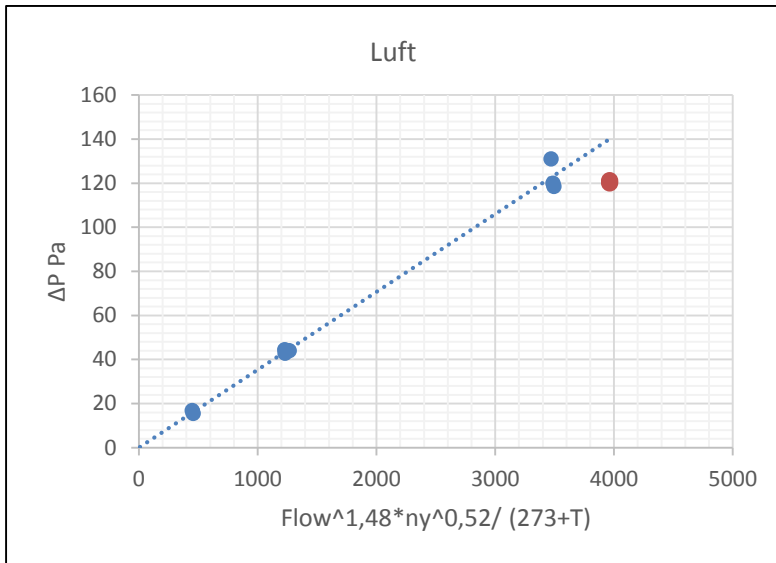
$$\Delta P = \text{konst.} \cdot \text{Re}^{n-2} \cdot \frac{1}{2} \rho u^2$$

Dette giver med Re indsat:

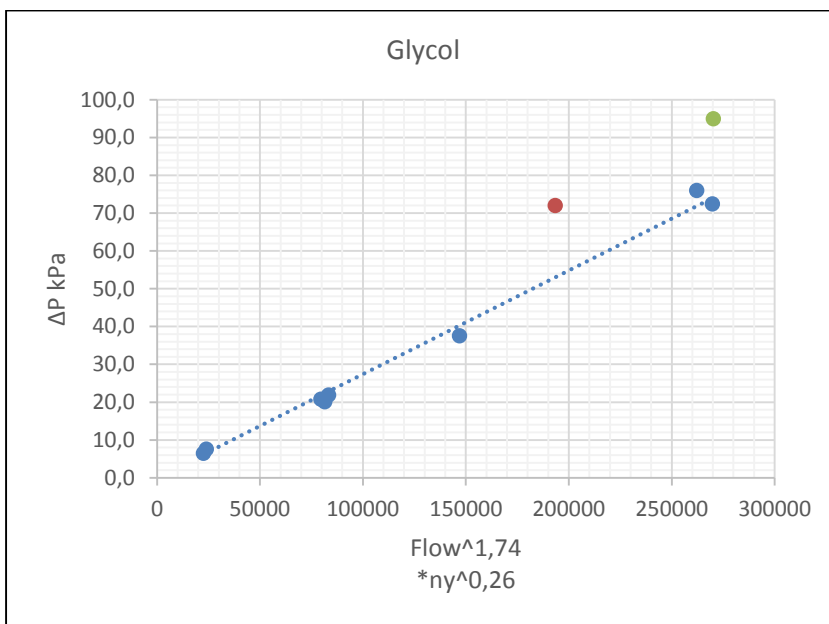
$$\Delta P = \text{konst.} \cdot v^{n-2} \cdot C^n \cdot \rho \quad /9.5/$$

C er kapacitetsstrømmen

Resultatet af målingerne ses på figurerne.



Figur 9.2.2 Der fås rimelig korrelation for luftsiden. Det røde punkt viser en beregning udført med TT Coil's beregningsprogram. Beregningsprogrammet giver et for lille tryktab (ca. 14% lavere end målt).



Figur 9.2.3 Tryktab for væskesiden. De røde og grønne punkter er beregninger udført med TT Coil's beregningsprogram. Her er de beregnede tryktab meget på den sikre side.

9.2.5 Systemoptimering baseret på laboratorietests

Når veksleren er testet kan resultaterne ekstrapoleres ved hjælp af traditionelle "black box" varmevekslerberegningemetoder.

Hvis vekslerne sættes i serie forøges effektivitet og tryktab. Hvis tryktabet skal fastholdes ved forøget effektivitet kan der anvendes parallelkoblede veksler. Modellovene for parallelle veksler

er simpel. Hvis vekslerens frontareal fordobles bliver facehastigheden den halve, og den oprindelige veksler skal da beregnes for den halve luftmængde for at få temperaturer og tryktab.

For serieforbundne veksler anvendes følgende formel [9.6]:

$$\varepsilon_{A-n} = \frac{\left(\frac{1 - \varepsilon_A Z_A}{1 - \varepsilon_A}\right)^n - 1}{\left(\frac{1 - \varepsilon_A Z_A}{1 - \varepsilon_A}\right)^n - Z_A} \quad /9.6/, \text{ hvor } n \text{ er antal af serieforbundne veksler og formlen gælder}$$

for værdier af Z , der er både større og mindre end 1, men ikke lig med 1.

Kapacitetsstrømforholdet $Z_A = C_A/C_B$

For $Z = 1$ fås:

$$\varepsilon_{A-n} = \frac{n \cdot \varepsilon}{1 - \varepsilon + n \cdot \varepsilon} \quad /9.7/$$

Det kan let vises at formlerne 9.6 og 9.7 også gælder for ikke heltalsværdier af n .

Teknologisk Institut parameterberegning for væskekoblede batterier, baseret på testresultater			
Ttcoil type xxxx			
Gule felter til inddata	Afkast	Mellemkreds	Indblæsning
Antal veksler i parallel	1		1,5
Antal veksler i serie	1		1,4
Luftmængde(glycol-) m3/h	4000	1,7	5000
Temperatur luft ind	30		0
Delta T væske/ delta T luft kold side			1
Facehastighed m/s	1,72		1,43
Ydelse kW	30,1	30,1	30,1
Temperaturer varme ender	30	20,3	16,8
Temperaturer kolde ender	6,6	3,4	0
Tryktab Pa/ kPa/Pa (Glycol for begge veksler)	94	90	112
Frontareal m2	0,65		0,97
Systemeffektivitet %	77,8		56,1
Hydraulisk effekt W	105	42,7	155

Figur 9.2.4 Ekstrapolerede resultater for den testede veksler.

Figur 9.2.4 viser et eksempel på en beregning. Ved at ændre på parallel og serieforbindelse kan væskekoblede batterier beregnes til ethvert tryktab og en enhver ønsket effektivitet. Samtidig kan flowet i mellemkredsen optimeres.

9.2.6 Test af en varmeplade in-situ

Der er testet en flade beregnet for høje temperaturer, dvs. at fladen er beregnet for egentlig opvarmning og ikke til varmegenvinding. Testen er af praktisk grunde udført ved høje temperaturer. Da testen er foregået under besværlige forhold er der udelukkende registreret og analyseret på de temperaturer og luftmængder, der er i det aktuelle tilfælde. Eksemplet tjener til at vise, hvorledes der kan opbygges en beregningsmodel for fladen, så resultaterne kan ekstrapoleres til andre driftstilstande med en for praktiske forhold tilstrækkelig nøjagtighed.

Varmepladen er udført med fire parallelle rørrækker og det antages at glykolsiden er mikset og luftsiden umikset. Herved kan effektiviteten NTU beregnes ud fra følgende formler.

$$E_A = 1 - e^{-Z_B K} \quad /9.8/$$

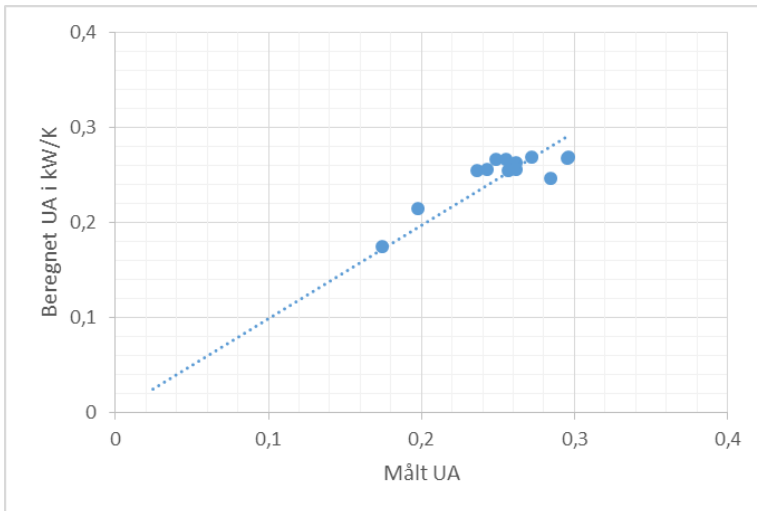
Hvor K beregnes af:

$$K = 1 - e^{-NTU_b} = 1 - e^{-Z_A NTU_a} \quad /9.9/$$

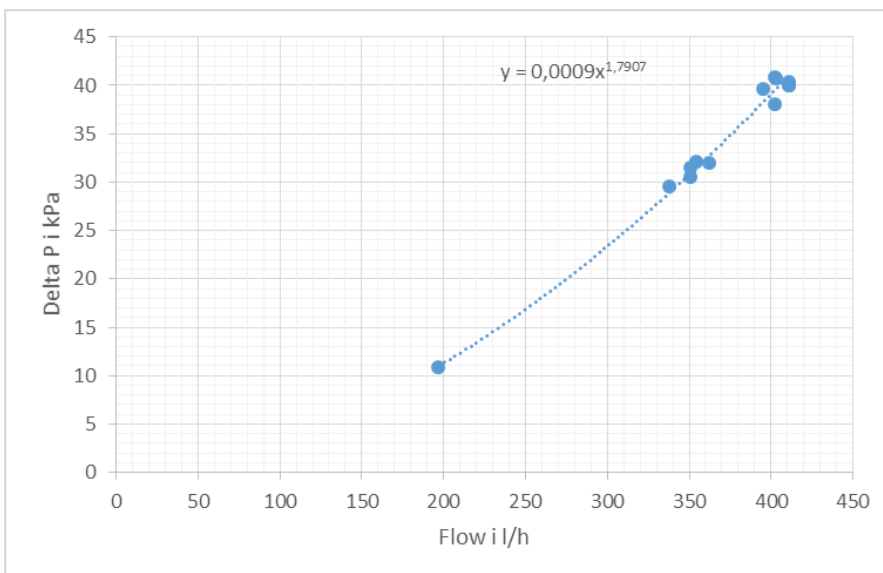
Ligning 9.8 og 9.9 kan løses omvendt, så NTU kan findes som funktion af effektiviteten og kapacitetsstrømsforholdet Z. Målingerne er udført med fladen monteret i et ventilationsaggregat. Der er målt fire temperaturer og to flow. Det gælder altid ved måling på flader at resultaterne skal kontrolleres og eventuelt justeres, så energibalancen er opfyldt. I dette forsøg antages at luftafgangstemperaturen er den mest hensigtsmæssige at justere. Der er foretaget en justering på ca. 15% på ydelsen på luftsiden. Under laboratorieforhold efter f.eks. EN 1216 eller Eurovent vil justeringerne kunne holde sig under et par procent. Effekten på glykolsiden er målt med en Faraday måler og to Pt 500 følere, hvilket giver en præcisionsmåling. Flowet på luftsiden er målt med en tragt og temperaturer med Pt 100 følere. Dette er mere skønsmæssige målinger. Der er opnået følgende resultater med den opstillede beregningsmodel, der er sammenholdt med de faktiske målinger i nedenstående tabel.

glykol frem °C	glykol retur °C	Luft ind °C	Luft ud °C	Effekt kW	UA målt kW/K	UA model kW/K
71,3	53,5	14,5	50,6	7,43	0,30	0,27
71	53,5	13,6	48,9	7,25	0,27	0,27
71,5	53,4	13,6	50,5	7,55	0,30	0,27
51,7	40,2	13,2	36,0	4,67	0,25	0,27
52,5	40,6	13,2	36,7	4,81	0,26	0,27
52,3	38,4	7,4	34,6	5,52	0,26	0,26
52,3	38,2	11,4	33,6	4,79	0,24	0,25
52,1	38,7	11,7	34,6	4,77	0,24	0,26
52,1	41,9	12,9	38,3	3,61	0,20	0,21
51,7	35,8	12	33,7	3,15	0,17	0,17
74	53	12,1	48,1	7,47	0,26	0,25
68,8	49,2	9,2	47,5	7,22	0,28	0,25
78,1	62,1	23,1	58,1	6,56	0,26	0,26

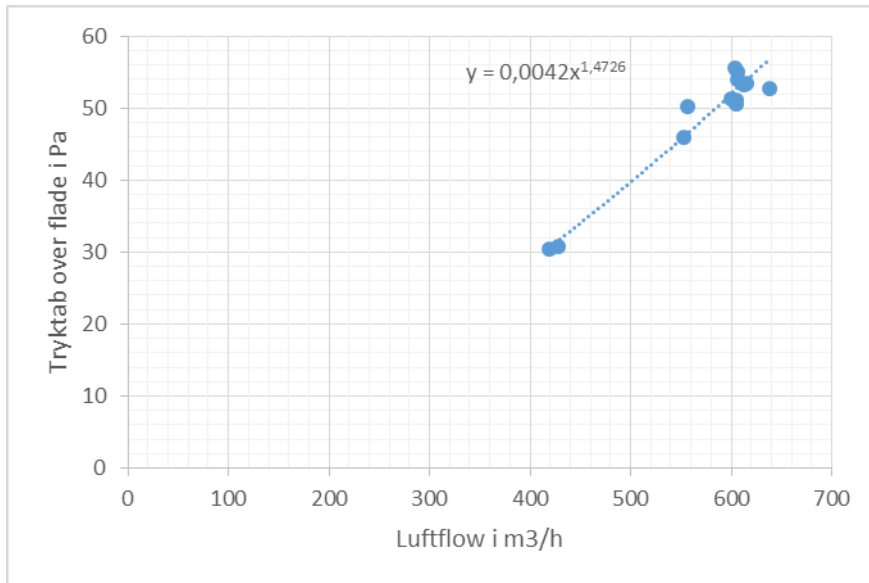
Tabel 9.2.3 Måleresultater for varmeplade sammenholdt med beregnede værdier fra beregningsmodellen.



Figur 9.2.5 Sammenligning mellem målinger og beregningsmodel.



Figur 9.2.6 Tryktabet på glykolsiden. Afvigelsen fra potensen 2 tolkes normalt som en friktionseffekt og kan derfor indregnes som effekt afhængig af Reynolds tal.



Figur 9.2.7 Tryktabet på luftsiden. Da potensen på 1,47 er noget mindre end 2 har Reynolds tal en del betydning ved nøjagtige beregninger.

10 Cases

10.1 Haldor Topsøe A/S

I starten af projektet er der gennemført en besigtigelse samt målinger af fire ventilationsanlæg med væskekoblede batterier på Haldor Topsøe's fabrik i Frederikssund med det formål at få viden om genvindingsgraden og den faktiske drift af de respektive anlæg. De fire anlæg er som følger:

Ventilationsanlæg VE01 - K1:	ventilationsanlægget betjener produktionsafsnittet K1, hvor det skal sikre passende indeklime i bygningen
Ventilationsanlæg VE02 - K2:	ventilationsanlægget betjener produktionsafsnittet K2, hvor det skal sikre passende indeklime i bygningen
Ventilationsanlæg P3:	ventilationsanlægget betjener laboratorieområderne i produktionsafsnittet P3, hvor det skal sikre passende indeklime i bygningens laboratorier samt foretage udsugningen fra laboratoriernes stinkskebe, sugebokse etc.
Ventilationsanlæg VE02 - P5:	ventilationsanlægget betjener laboratorieområderne i produktionsafsnittet P5, hvor det skal sikre passende indeklime i bygningens laboratorier samt foretage udsugningen fra laboratoriernes stinkskebe, sugebokse etc.

Ventilationsanlæg VE01 – K1

Ventilationsanlægget for K1 består af et Swegon Basic 100 indblæsningsaggregat og et Swegon Basic 055 udsugningsaggregat. Anlægget er etableret i 2007 og er placeret på bygningens tag. De to aggregater har en nominel luftydelse på henholdsvis 58.000 m³/h og 32.600 m³/h. Forskellen mellem den indblæste og udsugede luftmængde udsuges gennem produktionsanlæggene (primært ovne) i bygningen. De to aggregater er forsynet med frekvensregulering, således at luftmængden kan justeres. Styringen af luftmængden fra aggregaterne er koblet så der til stædighed indblæses og udsuges den samme procentvise andel af aggregaternes kapacitet. Der er etableret varmegenvinding med væskekoblede batterier, og de to aggregater er forsynet med henholdsvis BCVD055 og BCVD100 batterier. Der er frostsikret med ethylenglykol, og glykolprocenten er 30%. Den frostsikrede væske cirkuleres af en Grundfos pumpe TPE 50-240/2 A-F-ABAE (Q = 24,1 m³/h og H = 19,1 m). Pumpen er frekvensregulerbar og styres efter behovet for opvarmning af indblæsningsluften.

Ved besigtigelsen blev følgende data registreret / målt:

Luftmængde, indblæsning (Q _i):	49.500 m ³ /h, setpunkt: 50.000 m ³ /h
Luftmængde, udsugning (Q _u):	22.000 m ³ /h, setpunkt: 22.000 m ³ /h

Forholdet $\kappa = Q_i/Q_u = 2,3$

Batteri (indblæsning):	medstrøm
Batteri (udsugning):	modstrøm

T _{ude} :	6,4°C
T _{indblæsning, efter varmeblæde} :	25,1°C, setpunkt: 25,0°C

T _{udsugning} :	32,0°C
T _{afkast} :	14,2°C
T _{indblæsning, efter VGV} :	12,1°C

$$\epsilon = \frac{49.500}{22.000} \cdot \frac{(12,1 - 6,4)}{(32,0 - 6,4)} = 0,50$$

Overført varmevekslereffekt på opvarmningssiden er:

$$(49.500/3.600) \cdot 1,2 \cdot 1.005 \cdot (12,1 - 6,4)/1.000 = 94,5 \text{ kW}$$

De nominelle tryktab i varmegenvindingsfladerne er henholdsvis ca. 265 Pa (indblæsning) og ca. 187 Pa (udsugning). Med de aktuelle tryktab, dvs. at tryktabene er beregnet ved de faktiske luftmængder, og de respektive blæservirkningsgrader (inkl. rem- og motortab) medfører tryktabene i fladerne et effektoptag for de to blæsere på henholdsvis ca. 3,8 kW og ca. 1,1 kW, eller i alt 4,9 kW. Det betyder, at det årlige elforbrug som følge af tryktabet i genvindingsfladerne er ca. 42,9 MWh. Den ønskede indblæsningstemperatur (setpunktet ved besigtigelsen) var 25°C, og derfor er varmegenvindingsystemet p.t. i drift næsten året rundt.

Det bemærkes, at setpunktet for indblæsningstemperaturen var sat til 25°C ved besigtigelsen, hvilket er en uhensigtsmæssig høj temperatur. Den rette temperatur er ca. 18-20°C, og ændres setpunktet til en værdi vil indeklimaet forbedres markant.

Ventilationsanlæg VE02 (K2)

Ventilationsanlægget for K2 består af et Swegon Basic 100 indblæsningsaggregat og et Swegon Basic 055 udsugningsaggregat. Anlægget er etableret i 2007 og er placeret på bygningens tag. De to aggregater har en nominel luftydelse på henholdsvis 68.000 m³/h og 32.600 m³/h. Forskellen mellem den indblæste og udsugede luftmængde udsuges gennem produktionsanlæggene (primært ovne) i bygningen. De to aggregater er forsynet med frekvensregulering, således at luftmængden kan justeres. Styringen af luftmængden fra aggregaterne er koblet så der til stadighed indblæses og udsuges den samme procentvise andel af aggregaternes kapacitet. Der er etableret varmegenvinding med væskekoblede batterier, og de to aggregater er forsynet med henholdsvis BCVD055 og BCVD100 batterier. Der er frostsikret med ethylenglykol, og glykolprocenten er 30%. Den frostsikrede væske cirkuleres af en Grundfos pumpe TPE 50-240/2 A-F-A-BAQE (Q = 24,1 m³/h og H = 19,1 m). Pumpen er frekvensregulerbar og styres efter behovet for opvarmning af indblæsningsluften.



Ved besigtigelsen blev følgende data registreret / målt:

Luftmængde, indblæsning (Q_i): 58.500 m³/h, setpunkt: 58.600 m³/h
 Luftmængde, udsugning (Q_u): 37.200 m³/h, setpunkt: 37.400 m³/h

Forholdet $\kappa = Q_i/Q_u = 1,6$

Batteri (indblæsning): medstrøm
 Batteri (udsugning): modstrøm

T_{ude} : 7,2°C
 $T_{indblæsning, \text{ efter varmefflade}}$: 19,9°C, setpunkt: 20,0°C
 $T_{udsugning}$: 41,3°C
 T_{afkast} : 22,7°C
 $T_{indblæsning, \text{ efter VGV}}$: 17,4°C

$$\epsilon = \frac{58.500}{37.200} \cdot \frac{(17,4 - 7,2)}{(41,3 - 7,2)} = 0,47$$

Overført varmevekslereffekt på opvarmningssiden er:

$$(58.500/3.600) \cdot 1,2 \cdot 1.005 \cdot (17,4 - 7,2)/1.000 = 199,9 \text{ kW}$$

De nominelle tryktab i varmegenvindingsfladerne er henholdsvis ca. 342 Pa (indblæsning) og ca. 187 Pa (udsugning). Med de aktuelle tryktab, dvs. at tryktabene er beregnet ved de faktiske luftmængder, og de respektive blæservirkningsgrader (inkl. rem- og motortab) medfører tryktabene i fladerne et effektoptag for de to blæsere på henholdsvis ca. 5,6 kW og ca. 4,8 kW, eller i alt 10,4 kW. Det betyder, at det årlige elforbrug som følge af tryktabet i genvindingsfladerne er ca. 91,1 MWh. Den ønskede indblæsningstemperatur (setpunktet ved besigtigelsen) er 20°C, og der er således ca. 680 timer årligt, hvor varmegenvindingsystemet ikke er i brug.

Ventilationsanlæg P3

Anlægget er et Danvent TC-30-V, og det er etableret i 2000. Anlægget er placeret på bygningens tag, og betjener laboratorierne (primært stinkske) i bygningens stueetage. De to aggregater har en nominel luftydelse på 8.500 m³/h. Aggregaterne er forsynet med frekvensregulering, således at luftmængden kan justeres efter behovet. Styringen af de indblæste og udsugede

Luftmængde foretages af volumenstrømsregulatorer i anlæggets kanalsystem og aggregaternes blæsere holder et fastsat tryk i kanalsystemerne. Der er etableret varmegenvinding med væskekoblede batterier af typen HW-ST-2,1-1045-725-10R-14-V2-Cu, og den cirkulerende væske er frostsikret med 30% ethylenglykol.



Luftmængde, indblæsning (Q_i): 8.100 m³/h
Luftmængde, udsugning (Q_u): 8.100 m³/h

Forholdet $\kappa = Q_i/Q_u = 1,0$

T_{ude} : 11,0°C
 $T_{indblæsning, \text{ efter varmeblade}}$: 20,1°C
 $T_{udsugning}$: 22,4°C
 T_{afkast} : 19,8°C
 $T_{indblæsning, \text{ efter VGV}}$: 17,4°C

$$\epsilon = \frac{8.100}{8.100} \cdot \frac{(17,4 - 11,0)}{(22,4 - 11,0)} = 0,56$$

Overført varmevekslereffekt på opvarmningssiden er:

$$(8.100/3.600) \cdot 1,2 \cdot 1.005 \cdot (17,4 - 11,0)/1.000 = 17,4 \text{ kW}$$

De nominelle tryktab i varmegenvindingsfladerne er henholdsvis ca. 250 Pa (indblæsning) og ca. 251 Pa (udsugning). Med de aktuelle tryktab, dvs. at tryktabene er beregnet ved de faktiske luftmængder, og de respektive blæservirkningsgrader (inkl. rem- og motortab) medfører tryktabene i fladerne et effektoptag for de to blæsere på henholdsvis ca. 0,8 kW og ca. 0,8 kW, eller i alt 1,6 kW. Det betyder, at det årlige elforbrug som følge af tryktabet i genvindingsfladerne er ca. 10 MWh. Den ønskede indblæsningstemperatur (setpunktet ved besigtigelsen) er 20°C, og der er således ca. 680 timer årligt hvor varmegenvindingssystemet ikke er i brug.

Ventilationsanlæg VE02 - P5

Anlægget er et Novenco Climaster ZCN 13/6, og det er etableret i 2007. Anlægget er placeret på bygningens tag, og betjener laboratorierne (primært stinkske) i bygningen. De to aggregater har en nominel luftydelse på 3.800 m³/h. Aggregaterne er forsynet med frekvensregulering, således at luftmængden kan justeres efter behovet. Styringen af de indblæste og udsugede

Luftmængde foretages af volumenstrømsregulatorer i anlæggets kanalsystem og aggregaternes blæsere holder et fastsat tryk i kanalsystemerne. Der er etableret varmegenvinding med væskekoblede batterier, som er HW-EC-2, 1-1090-480-10R-8-V2-Cu 0,35/Al 0,12 (indblæsning) og CW-EC-2,5-1090-480-10R-8-V1-Cu 0,35/Al 0,12 (afkast). Den cirkulerende væske er frostsikret med 30% ethylenglykol. Væsken cirkuleres af en Grundfos pumpe TPE 32-100/4 A-F-A-GQQE ($Q = 8,6 \text{ m}^3/\text{h}$ og $H = 7,4 \text{ m}$), der er frekvensreguleret.



Luftmængde, indblæsning (Q_i): 4.300 m^3/h
 Luftmængde, udsugning (Q_u): 3.800 m^3/h (ikke mulig at måle, - aflæst på datablad)

Forholdet $\kappa = Q_i/Q_u = 1,1$

Batteri (indblæsning): medstrøm
 Batteri (udsugning): modstrøm

T_{ude} : 8,9°C
 $T_{\text{indblæsning, efter varmeblade}}$: 27,0°C
 $T_{\text{udsugning}}$: 26,0°C
 T_{afkast} : 20,0°C
 $T_{\text{indblæsning, efter VGV}}$: 14,9°C

$$\epsilon = \frac{4.300}{3.800} \cdot \frac{(14,9 - 8,9)}{(26,0 - 8,9)} = 0,40$$

Overført varmevekslereffekt på opvarmningssiden er:

$$(4.300/3.600) \cdot 1,2 \cdot 1005 \cdot (14,9 - 8,9)/1000 = 8,6 \text{ kW}$$

De nominelle tryktab i varmegenvindingsfladerne er henholdsvis ca. 146 Pa (indblæsning) og ca. 40 Pa (udsugning). Med de aktuelle tryktab, dvs. at tryktabene er beregnet ved de faktiske luftmængder, og de respektive blæservirkningsgrader (inkl. rem- og motortab) medfører tryktabene i fladerne et effektoptag for de to blæsere på henholdsvis ca. 0,2 kW og ca. 0,1 kW, eller i alt 0,3 kW. Det betyder, at det årlige elforbrug som følge af tryktabet i genvindingsfladerne er ca. 2 MWh.

Det bemærkes, at indblæsnings- og udsugningstemperaturen var henholdsvis 27°C og 26°C ved besigtigelsen, hvilket er uhensigtsmæssig høje temperaturer. Den rette temperatur er ca. 21-22°C, og ændres setpunktet for anlæggets styring til en værdi i dette interval vil det årlige varmeforbrug reduceres markant.

Ved måling på anlæg in situ er der en betydelig usikkerhed på resultaterne, der skyldes at:

- det er svært at måle luftmængderne præcist, - især ofte når der er tale om store anlæg, da afstanden til bøjninger etc. ofte er meget kort sammenholdt med tværsnittet i kanalen. I bedste fald må man regne med en usikkerhed på målingerne på $\pm 10-15\%$
- lufttemperaturer skal ideelt set måles ved traversering af både termometer og en hastighedsmåler. Det gælder videre, at hvis temperaturændringen af luften gennem veksleren er lille bliver ydelsen noget usikker. Som udgangspunkt regnes udetemperatur og udsugning før veksler at være korrekte
- luftfugtigheden tages normalt ikke med i beregningen, og dette medfører resultater der ikke er korrekte, hvis der er høj luftfugtighed i udsugningen med deraf følgende udkondensering på udsugningsfladen
- det kan være besværligt at måle væskekredsens temperaturer præcist, hvis der ikke er etableret dyblommer (de rigtige steder) i rørsystemet.

De målte varmegenvindingseffektiviteter på 0,40-0,56 i det konkrete tilfælde som er relativ lave giver anledning til følgende kommentarer:

- hvis $\kappa = Q_i/Q_u \gg 1$ reduceres effektiviteten
- hvis én eller begge genvindingsflader er i medstrøm reduceres effektiviteten
- glykolen i den cirkulerende væske reducerer effektiviteten

Hvis f.eks. Q_i/Q_u går fra 0,7 til 1,4 for den samme varmevekslerkonfiguration ændres effektiviteten (på opvarmningssiden) fra ca. 70% til ca. 50%.

I de konkrete tilfælde hos Haldor Topsøe er det konstateret at genvindingsfladen i indblæsningen er monteret i medstrøm på tre af de fire undersøgte anlæg. Derfor er der nedenstående udført en analyse af effekten ved at ændre koblingen af fladen i indblæsningen fra medstrøm til modstrøm. Ved behandling af måleresultaterne er det nødvendigt først justere temperaturer og flow, så energibalancen passer, dvs. at:

$$C_{\text{Prim}} \cdot \varepsilon_{\text{Prim}} = C_{\text{Sek}} \cdot \varepsilon_{\text{Sek}}$$

Når antallet af rørrækker for fladerne er kendt (fra f.eks. datablade) kan der opbygges en model for systemet, som så anvendes til beregning af ydelsen af anlægget med væskekoblede batterier og til eventuel årsberegning af anlægget. Der anvendes regnearket "DTI-BAT", som anvender en ε - NTU beregning med numerisk integration af varmevekslerligningen¹⁶. Der er som udgangspunkt udført to analyser (for ventilationsanlægget i P3 dog kun én):

- ændring af indblæsningssiden til modstrøm (i tre af anlæggene er denne veksler koblet i medstrøm)

¹⁶ Der findes ikke et lukket udtryk for den ikke opblandede tværstrømsveksler med flere slag.

- forøgelse af fladestørrelserne med 50%

Det fremgår af måleresultaterne, at varmebalancen generelt ikke er overholdt, hvilket skyldes usikkerhed på de udførte målinger af luftflow og temperaturer. Derfor er der foretaget en justering af de målte værdier, så resultaterne overholder energibalancen. Når varmebalancen passer for måleresultaterne tilpasses modellen ved at tilpasse varmekredens ydelse og kapacitetsstrømmen i mellemkredsen.

Registrerede data	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	22.000	49.500
Tilgangstemperatur	32	6,4
Afgangstemperatur	14,2	12,1
Densitet ved afgangstemp	1,23	1,23
Ydelse kW	133	97
Varmebalance kW	-36,6	
Middeltemperatur af anlæg	16,2	
Varmetabskoefficient kW/K	3,7	
Justerede data	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	17.987	54.000
Tilgangstemperatur	32	6,4
Afgangstemperatur	14,2	12,3
Densitet ved afkasttemperatur	1,23	1,23
Ydelse kW	109	109
Varmebalance kW	0,0	
Mellemkreds		
T _{mellem, varm}	18,01	
T _{mellem, kold}		12,50
Effektivitet	0,70	0,23
Resultater med modstrømskobling	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	17.987	54.000
Tilgangstemperatur	32	6,4
Afgangstemperatur	11,85	13,1
Densitet ved afkasttemperatur	1,24	1,23
Ydelse kW	123	123
Varmebalance kW	0,0	
Mellemkreds		
T _{mellem, varm}	16,2	
T _{mellem, kold}		9,93
Effektivitet	0,79	0,26
Forøgelse af ydelse i %		12,8
Modstrøm + 50% større flader	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	17.987	54.000
Tilgangstemperatur	32	6,4
Afgangstemperatur	10,07	13,7
Densitet ved afgangstemperatur	1,24	1,23
Ydelse kW	134	134
Varmebalance kW	0,0	
Mellemkreds		
T _{mellem, varm}	16,0	
T _{mellem, kold}		9,18
Effektivitet	0,86	0,28
Forøgelse af ydelse i % udover forbedring ved modstrømskobling		8,9

Tabel 10.1 Analyse af resultater for VE01 – K1.

Registrerede data	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	37.200	58.500
Tilgangstemperatur	41,3	7,2
Afgangstemperatur	22,7	17,4
Densitet ved afkasttemperatur	1,19	1,21
Ydelse kW	229	201
Varmebalance kW	-27,9	
Middeltemperatur af anlæg	22,15	
Varmetabskoefficient kW/K	1,9	
Justerede data	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	33.504	60.000
Tilgangstemperatur	41,3	7,2
Afgangstemperatur	22,70	17,4
Densitet ved afkasttemperatur	1,19	1,21
Ydelse kW	206	206
Varmebalance kW	0,0	
T _{mellem, varm}	26,59	
T _{mellem, kold}		17,73
Effektivitet	0,55	0,30
Resultater med modstrømskobling	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	33.504	60.000
Tilgangstemperatur	41,3	7,2
Afgangstemperatur	19,51	19,2
Densitet ved afkasttemperatur	1,20	1,20
Ydelse kW	241	241
Varmebalance kW	0,0	
T _{mellem, varm}	24,07	
T _{mellem, kold}		13,69
Effektivitet	0,64	0,35
Forøgelse af ydelse i %		17,0
Modstrøm + 50% større flader		
Luftmængde m ³ /h	33.504	60.000
Tilgangstemperatur	41,3	7,2
Afgangstemperatur	16,37	20,9
Densitet ved afkasttemperatur	1,22	1,20
Ydelse kW	276	276
Varmebalance kW	0,0	
T _{mellem, varm}	24,61	
T _{mellem, kold}		12,74
Effektivitet	0,73	0,40
Forøgelse af ydelse i % udover forbedring ved modstrømskobling		14,5

Tabel 10.2 - Analyse af resultater for VE02 – K2.

Registrerede data	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	8.100	8.100
Tilgangstemperatur	22,4	11
Afgangstemperatur	19,8	17,4
Densitet ved afkasttemperatur	1,20	1,21
Ydelse kW	7	17
Varmebalance kW	10,4	
Middeltemperatur af anlæg	17,7	
Varmetabskoefficient kW/K	-1,6	
Justerede data	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	8.100	8.100
Tilgangstemperatur	22,4	11
Afgangstemperatur	16,0	17,4
Densitet ved afkasttemperatur	1,22	1,21
Ydelse kW	17,5	17,5
Varmebalance kW	0,0	
T _{mellem, varm}	19,2	
T _{mellem, kold}		14,2
Effektivitet	0,56	0,56
50% større flader		
Luftmængde m ³ /h	8.100	8.100
Tilgangstemperatur	22,4	11
Afgangstemperatur	15,36	18,1
Densitet ved afkasttemperatur	1,22	1,21
Ydelse kW	19,3	19,3
Varmebalance kW	0,0	
T _{mellem, varm}	19,5	
T _{mellem, kold}		13,9
Effektivitet	0,62	0,62
Forøgelse af ydelse i %		10,3

Tabel 10.3 - Analyse af resultater for P3.

Registrerede data	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	3.800	4.300
Tilgangstemperatur	26	8,9
Afgangstemperatur	20	14,9
Densitet ved afkasttemperatur	1,20	1,22
Ydelse kW	8	9
Varmebalance kW	1,2	
Middeltemperatur af anlæg	17,5	
Varmetabskoefficient kW/K	-0,1	
Justerede data	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	4.376	4.300
Tilgangstemperatur	26	8,9
Afgangstemperatur	20,0	14,9
Densitet ved afkasttemperatur	1,20	1,22
Ydelse kW	8,8	8,8
Varmebalance kW	0,0	
T _{mellem, varm}	19,18	
T _{mellem, kold}		16,67
Effektivitet	0,35	0,35
Resultater med modstrøm	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	4.376	4.300
Tilgangstemperatur	26	8,9
Afgangstemperatur	19,6	15,3
Densitet ved afkasttemperatur	1,20	1,22
Ydelse kW	9,3	9,3
Varmebalance kW	0,0	
Mellemkreds		
T _{mellem, varm}	18,8	
T _{mellem, kold}		16,12
Effektivitet	0,37	0,37
Forøgelse af ydelse i %		5,7
Modstrøm + 50% større flader	Udsugning	Indblæsning
Luftmængde m ³ /h	4.376	4.300
Tilgangstemperatur	26	8,9
Afgangstemperatur	18,3	16,6
Densitet ved afkasttemperatur	1,21	1,22
Ydelse kW	11,3	11,3
Varmebalance kW	0,0	
T _{mellem, varm}	19,1	
T _{mellem, kold}		15,8
Effektivitet	0,45	0,45
Forøgelse af ydelse i % udover forbedring ved modstrømskobling		21,5

Tabel 10.4 Analyse af forsøgsresultater for VE02 - P5.

Det fremgår af tabellerne 10.1, 10.2 og 10.4 at der er betydelig gevinst ved at vende koblingen til fladen i indblæsningen. Om dette er rentabelt kan beregnes ud fra det årlige varmeforbrug samt varmeprisen. Da der er tale om en forholdsvis simpel og relativ billig ændring antages det at muligheden er rentabel.

Der er foretaget beregninger af effekten ved at udskifte de nuværende flader med flader, der har 50% større areal. Her gælder det at effekten er størst, når den nuværende effektivitet af de væskekoblede batterier er ringe. En forøgelse af fladernes areal vil forøge tryktabet i ventilationsaggregatet og dermed give et større elforbrug. Det vil givetvis ikke være rentabelt at udskifte eksisterende varmeoverførende flader i det konkrete tilfælde.

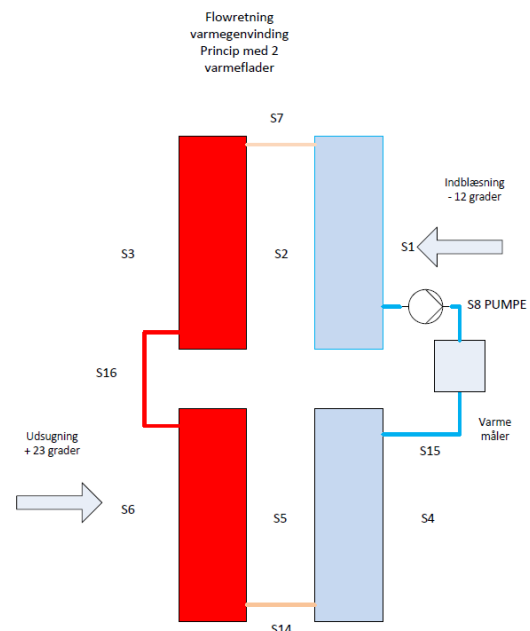
10.2 Danfoss Nordborg

I den sidste del af projektet er der fulgt et større projekt med væskekoblede batterier hos Danfoss Nordborg. Danfoss anvender i væskekoblede batterier i ventilationsanlæggene til produktionsområderne, hvilket betyder at denne teknologi anvendes på langt de største ventilationsluftmængder der håndteres. Derfor er det af afgørende betydning for energiforbruget til ventilation at effektiviteten af de væskekoblede batterier er høj.

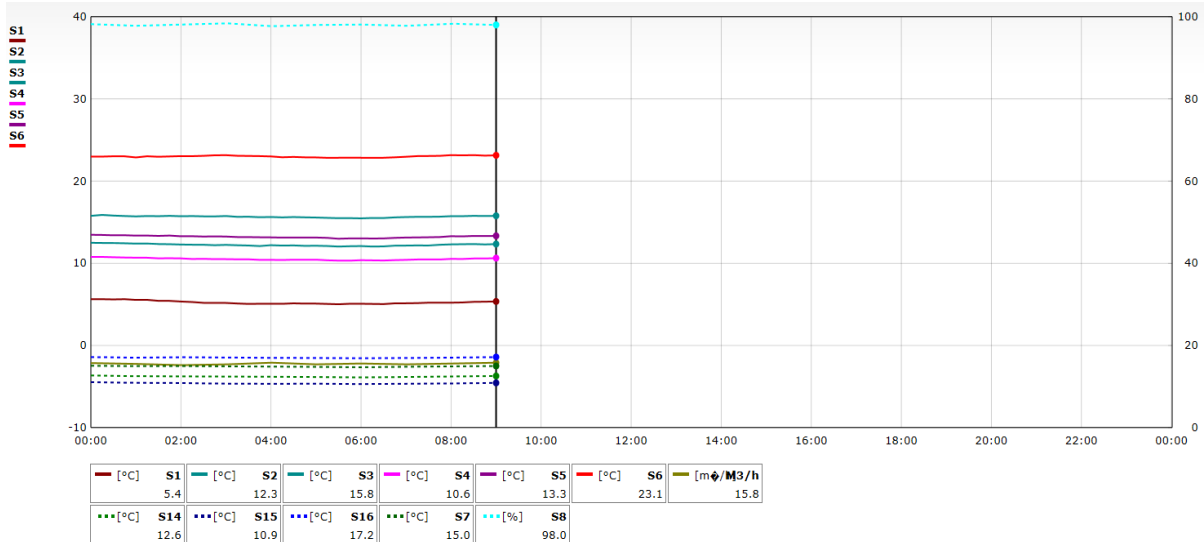
I det konkrete projekt der er fulgt er der indbygget nye, supplerende flader i et eksisterende ventilationsanlæg, således af varmegenvindingen nu foretages af to flader i serie i både indblæsningen og udsugningen, se figur 10.2. Formålet med projektet har været at øge effektivitet af det væskekoblede batteri for at reducere varmeforbruget markant.

Som det ses af figuren er den nye flade i indblæsningen placeret som den første flade i luftretningen, mens den nye flade er placeret sidst i udsugningen. Det skyldes praktiske forhold i forbindelse med monteringen. Pumpen i mellemkredsen (væskekredsen) er frekvensregulerbar og styres efter rumtemperaturen i produktionslokalet. Det maksimale pumpeflow er fastsat til flowet ved den dimensionerende tilstand for det væskekoblede batteri, hvilket i dette tilfælde er $T_{\text{indblæsning, ind}}/T_{\text{indblæsning, ud}}: -12^{\circ}\text{C}/18^{\circ}\text{C}$ og $T_{\text{afkast, ind}}/T_{\text{afkast, ud}}: 25^{\circ}\text{C}-40\% \text{ rf.}/3,5^{\circ}\text{C}-93,5\% \text{ rf.}$. Det bemærkes, at der er regnet med en ret høj afkasttemperatur samtidig med at luftfugtigheden ligeledes er høj. Det anses ikke for realistisk at luftfugtigheden i udsugningen er 40% ved 25°C når varmegenvindingen primært er i brug og dermed udkondensering på fladen i udsugningen, da der ikke er fugtudvikling i produktionslokalet.

Der er på foranledning af Teknologisk Institut blevet monteret temperaturfølere (markeret med S1-S6) før første flade, mellem de to flader og efter fladerne i både indblæsning og udsugning. Desuden er der monteret temperaturfølere (S7 og S14-S16) i mellemkredsen som vist på figuren. Endelig måles flowet i mellemkredsen (S8). Samtlige målere kan tilgås online via et ECL modul, hvorfra måledata kan hentes som kurver og data i MS Excel.



Figur 10.2 Principskitse af væskekoblede batterier. De nye flader er blå og eksisterende flader er røde.



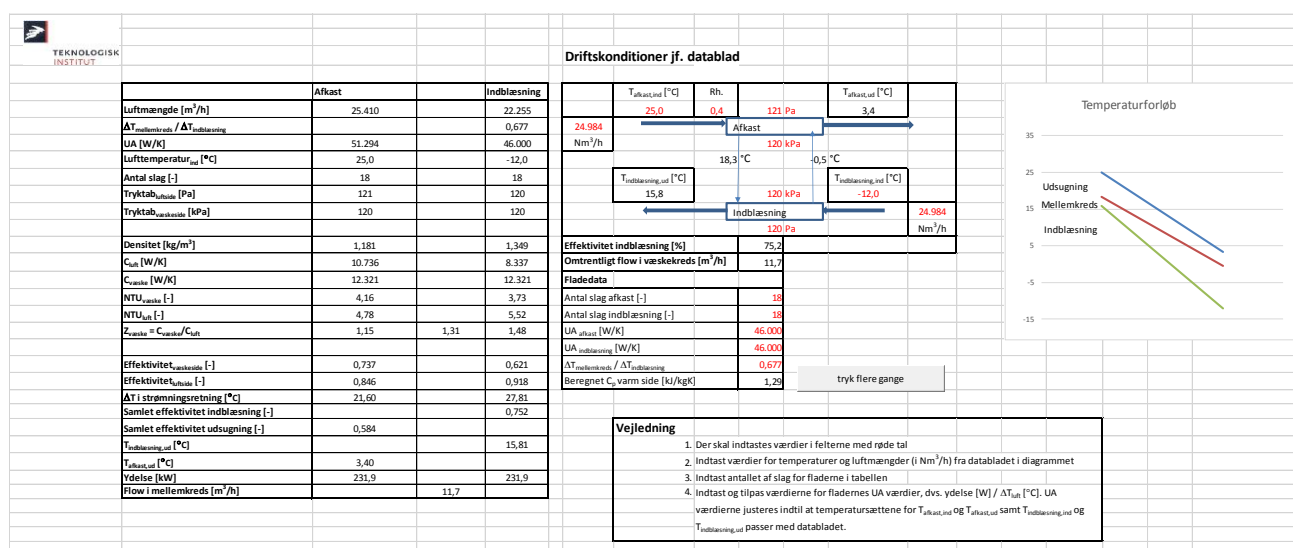
Figur 10.3 Eksempel på logning af temperaturer.

På baggrund af de udførte logninger er der foretaget en række beregninger med det performanceværktøj, der er udviklet i projektet. Der er taget udgangspunkt i de ovenstående sammenhørende, registrerede data.

Ved beregningerne er der på baggrund af data fra DMI fastsat en luftfugtighed i ventilationsanlæggets udsugning på 30% (ingen fugttilførsel i produktionshallen) ved T_{afkast} : 23,1°C.

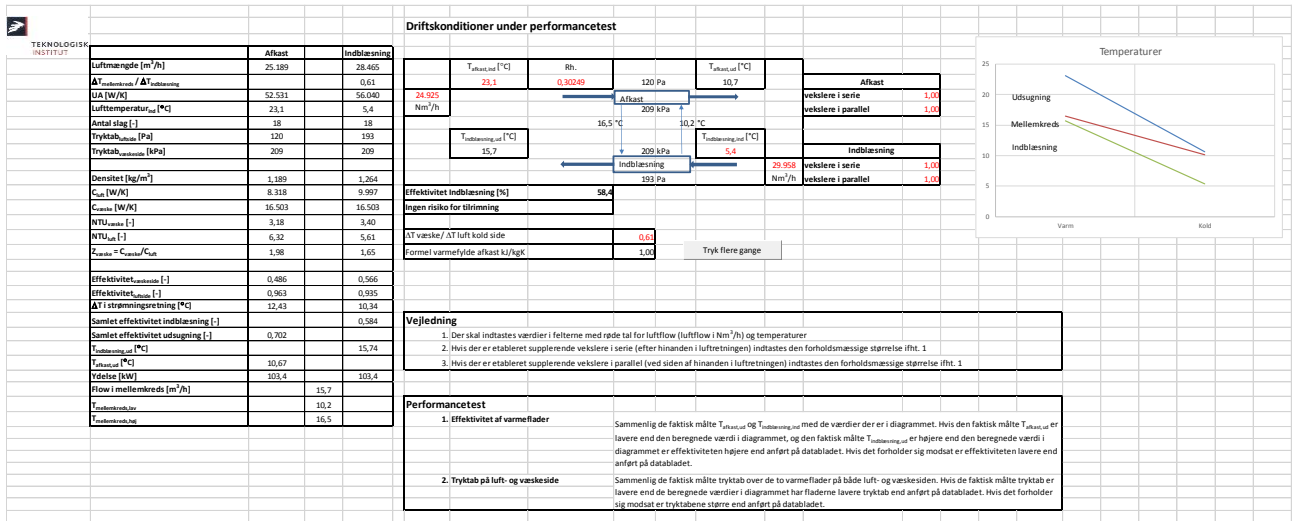
Beregningerne viser, at den faktiske luftmængde på ventilationsanlægget den pågældende dag er tæt på udlægningsdataene for det væskekoblede batteri om end der (baseret på beregninger ud fra lufttemperaturerne) er en smule ubalance mellem indblæsnings- og udsugningsmængden.

Det udviklede performanceværktøj for væskekoblede batterier er nedenstående anvendt for at fastslå om det leverede væskekoblede batteri har den af leverandøren forudsatte effektivitet. Først er data fra leverandørens specifikationer tastet ind, se figur 10.4.



Figur 10.4 Performanceværktøj med indtastede leverandørdata.

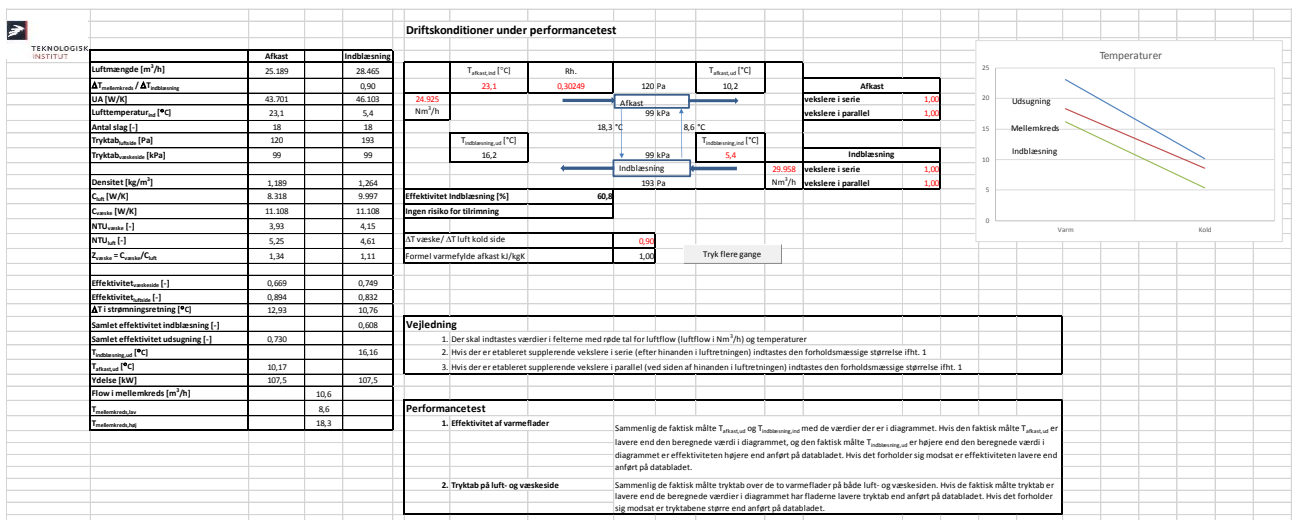
Og herefter er målingerne fra den aktuelle driftssituation tastet ind, se figur 10.5.



Figur 10.5 Performanceværktøj med indtastede driftsdata fra d. 22. december 2016.

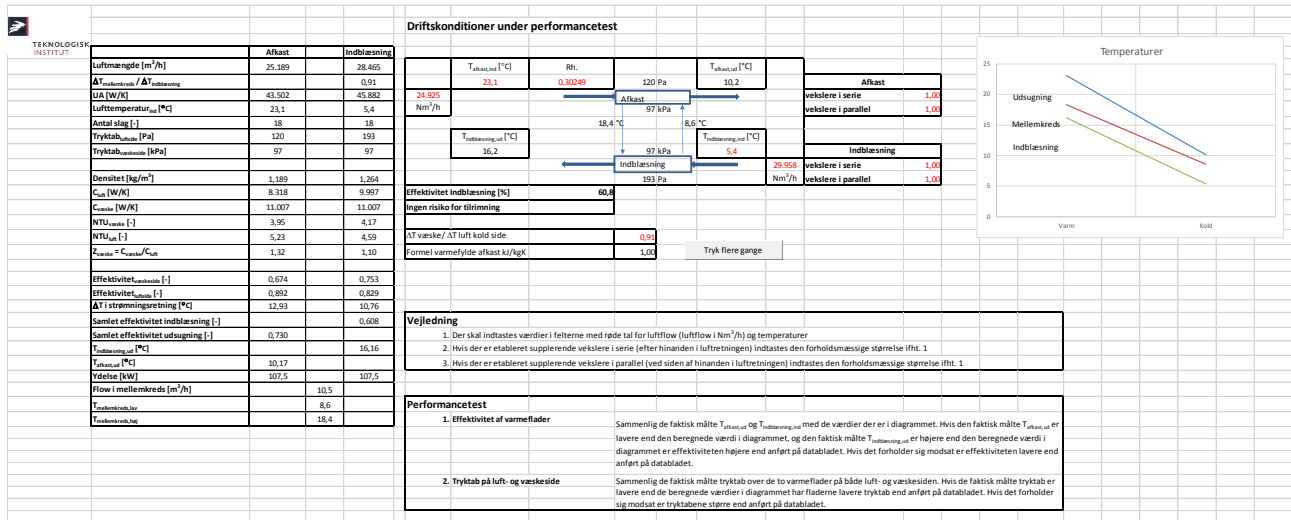
Beregningerne i figur 10.5 viser, at den beregnede, forventede indblæsningstemperatur efter det væskekoblede batteri er 15,7°C og den tilsvarende afkasttemperatur efter det væskekoblede batteri er 10,7°C. De faktiske målte temperaturer er som vist i figur 10.3 henholdsvis 15,8°C og 10,6°C. Da den faktiske opvarmning af indblæsningsluften og afkøling af afkastet er som forudsat i databladet betyder det, at det væskekoblede batteri performer som vist i databladet.

Det ses af figur 10.5, at flowet i mellemkredsen (væskerekredsen) overstiger den umiddelbart anbefalede værdi jf. kapitel 6.1.3, således at temperaturdifferensen for mellemkredsen bliver lig middelværdien af temperaturdifferensen på henholdsvis indblæsnings- og afkastluften (faktoren $\Delta T_{\text{væske}} / \Delta T_{\text{luft kold side}}$). Derfor er der foretaget en iteration i performanceværktøjets ark "Performance test" for at bestemme det optimale forhold mellem temperaturdifferensen i mellemkredsen og temperaturdifferensen over indblæsningsluften, se figur 10.6.



Figur 10.6 Performanceværktøj hvor den optimale faktor $\Delta T_{\text{væske}} / \Delta T_{\text{luft kold side}}$ er fundet ved iteration.

Som det ses, er det i det konkrete tilfælde muligt at øge effektiviteten af det væskekoblede batteri fra 58,4% til 60,8%. Hvis den reguleringsrutine for cirkulationspumpen der er foreslået i kapitel 6.1.3 var anvendt ville effektiviteten af det væskekoblede batteri have været 60,8%, se figur 10.7, eller præcis samme effektivitet ved den mest optimale drift under forholdene den pågældende dag.



Figur 10.7 Performanceværktøj hvor faktoren $\Delta T_{\text{væske}} / \Delta T_{\text{luft kold side}}$ er justeret, så den er i overensstemmelse med reguleringsstrategien jf. kapitel 6.1.3.

11 Formidling

11.1 Artikler m.v.

Projektets resultater er blevet formidlet gennem artikler i HVAC Magasinet, idet der henover efteråret 2016 og vinteren er bragt to artikler over udvalgte emner fra projektet. Den første artikel omhandler det beregningsprogram der er udviklet til performancetest af væskekoblede batterier og den anden artikel beskriver hvorledes eksisterende væskekoblede batterier kan optimeres.

11.2 Kurser

Den viden der er genereret i projektet samt de beregningsværktøjer, der er udviklet indgår nu som en del af Teknologisk Instituts kurser indenfor ventilationsteknik. Det gælder kurset "Ventilation i industrivirksomheder og laboratorier", der er et tredages kursusforløb om industriel ventilation. Desuden indgår projektets resultater nu i Teknologisk Institut's kursus "Grundlæggende ventilationsteknik 1", der er et tredages kursus om ventilationsanlægs funktion, muligheder og begrænsninger - både i teori og praksis. Kurset er udviklet og tilrettelagt specielt for personer, der står for den daglige drift af ventilationsanlæg, dvs. driftsteknikere, maskinmestre, varmemestre og skolepedeller m.fl..

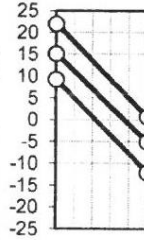
Endelig er beregningsværktøjerne blevet gennemgået og udleveret på et kursus for energisynskonsulenter, der blev afholdt hos Teknologisk Institut i oktober 2016. Kurset blev afholdt i regi af Registreringsordning for Energisynskonsulenter.

CC-System in winter		SA-He	RA-Co	Definition
Height over sea level	m			0,000
Pressure	hPa			1013,250
Efficiency	%	62,500	62,480	
Capacity	kW	35,448	35,448	
Surface reserve	%	-16,883	-18,530	
Present surface	m2	205,053	205,053	

SA-He		Inlet	Outlet	Definition
Temp.	°C	-12,000	9,250	20,000
Rel. humidity	%	0,000	0,000	40,000
Volume flow humid	m3/h	4416,730	4776,110	5004,000
Velocity	m/s	1,917	2,073	
Pressure drop	Pa		120,940	

RA-Co		Inlet	Outlet	Definition
Temp.	°C	22,000	0,757	20,000
Rel. humidity	%	0,000	0,000	40,000
Volume flow humid	m3/h	4991,737	4632,472	5004,000
Velocity	m/s	2,167	2,011	
Pressure drop (dry 129 Pa)	Pa		129,011	

30 % Et.glycol		SA-He	RA-Co
Temp. in	°C	15,100	-5,000
Temp. out	°C	-5,000	15,100
Volume flow	m3/h	1,678	1,678
Velocity	m/s	0,775	0,775
Pressure drop	kPa	72,062	74,403

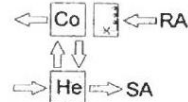


TPS IMP d.o.o.
Wärmeaustauscher
Kamniška c.24
1235 Radomlje, SI

Phone: +386 59 04 56 10
Fax: +386 59 04 56 11
ivan.habic@tps-imp.si
www.-----

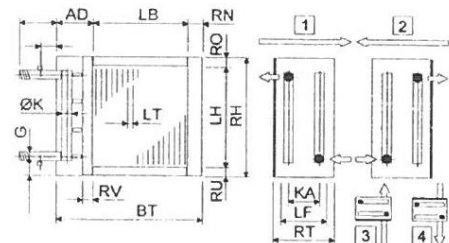
Radomlje, 23.4.2015
With the compliments of

Ivan Habič
Direktwahl
+386 59 04 56 10



Software by www.zcs.ch

Technical datas		SA-He	RA-Co	SA-He	RA-Co
Tubes total	Piece	288	288	Tubes:	Cu Cu
Tubes blanc	Piece	0	0		flat flat
Internal ventings	Piece	5	5	Collectors:	Fe Cu
Internal drains	Piece	5	5	Connections:	Rg7 Rg7
Tube rows on the depth	Piece	12	12	Fins:	Al Al
Tube rows on the height	Piece	24	24		ribbed ribbed
Tube coupling in series	Piece	48	48	Frame:	FeZn AISI 304
Number of circuits (NC)	Piece	6	6	Protection:	without
Volume	l	27	27		without
Weight	kg	87	85	Special:	Bottom plate perforated for perfect condensate drain
Connections	G	---	3/4"		
Frame height	RH	mm	873		
Frame width	BT	mm	966		
Frame depth	RT	mm	370		
Finned height	LH	mm	800		
Finned width	LB	mm	800		
Finned depth	LF	mm	346		
Frame on top	RO	mm	37		
Frame on bottom	RU	mm	36		
Frame in front	RV	mm	30		
Frame on back (~51/51mm)	RN	mm	53		
Collector-Diameter	K	mm	27		
Collector covering	AD	mm	113		
Collector distance	KA	mm	319		
Fin spacing	LT	mm	2,000		
Fin thickness	LD	mm	0,110		
Tube diameter	DA	mm	12,000		
Tube thickness	S	mm	0,350		
Tube intervall on the height	S1	mm	33,333		
Tube intervall on the depth	S2	mm	28,868		
				Delivery:	3-4 weeks
				Validity:	12 weeks
				Condit.:	net, ex works
				Payment:	30 days net



SA-He: 33/29/12-12R-24T-800A-2,0PA-6C-Cu/Al/FeZn
RA-Co: 33/29/12-12R-24T-800A-2,0PA-6C-Cu/Al/AISI 304

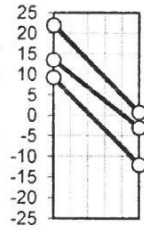
SA-He: EUR 1139,00
RA-Co: EUR 1272,00

CC-System in winter		SA-He	RA-Co	Definition
Height over sea level	m			0,000
Pressure	hPa			1013,250
Efficiency	%	62,500	62,480	
Capacity	kW	35,448	35,448	
Surface reserve	%	-6,235	-14,073	
Present surface	m2	205,053	205,053	

SA-He		Inlet	Outlet	Definition
Temp.	°C	-12,000	9,250	20,000
Rel. humidity	%	0,000	0,000	40,000
Volume flow humid	m3/h	4416,730	4776,110	5004,000
Velocity	m/s	1,917	2,073	
Pressure drop	Pa		120,940	

RA-Co		Inlet	Outlet	Definition
Temp.	°C	22,000	0,757	20,000
Rel. humidity	%	0,000	0,000	40,000
Volume flow humid	m3/h	4991,737	4632,472	5004,000
Velocity	m/s	2,167	2,011	
Pressure drop (dry 129 Pa)	Pa		129,011	

30 % Et.glycol		SA-He	RA-Co
Temp.	in °C	13,500	-3,000
Temp.	out °C	-3,000	13,500
Volume flow	m3/h	2,044	2,044
Velocity	m/s	0,943	0,943
Pressure drop	kPa	94,648	96,220

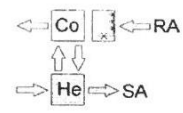


TPS IMP d.o.o.
Wärmeaustauscher
Kamniška c.24
1235 Radomlje, SI

Phone: +386 59 04 56 10
Fax: +386 59 04 56 11
ivan.habic@tps-imp.si
www.-----

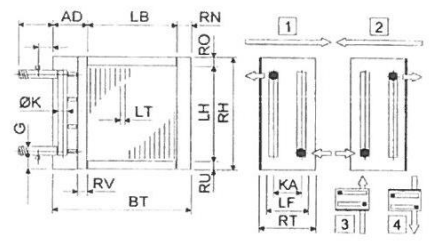
Radomlje, 23.4.2015
With the compliments of

Ivan Habič
Direktwahl
+386 59 04 56 10



Software by www.zcs.ch

Technical datas			SA-He	RA-Co	SA-He	RA-Co
Tubes total	Piece		288	288	Tubes:	Cu
Tubes blanc	Piece		0	0		flat
Internal ventings	Piece		5	5	Collectors:	Fe
Internal drains	Piece		5	5	Connections:	Rg7
Tube rows on the depth	Piece		12	12	Fin:	Al
Tube rows on the height	Piece		24	24	Frame:	FeZn
Tube coupling in series	Piece		48	48		AISI 304
Number of circuits (NC)	Piece		6	6	Protection:	without
Volume	l		28	28		---
Weight	kg		90	86	Special:	Bottom plate perforated for perfect condensate drain
Connections	G	---	1"	1"		
Frame height	RH	mm	873	853		
Frame width	BT	mm	973	967		
Frame depth	RT	mm	390	380		
Finned height	LH	mm	800	800		
Finned width	LB	mm	800	800		
Finned depth	LF	mm	346	346		
Frame on top	RO	mm	37	26		
Frame on bottom	RU	mm	36	27		
Frame in front	RV	mm	30	30		
Frame on back (~51/51mm)	RN	mm	53	53		
Collector-Diameter	K	mm	34	28		
Collector covering	AD	mm	120	114		
Collector distance	KA	mm	326	320		
Fin spacing	LT	mm	2,000	2,000		
Fin thickness	LD	mm	0,110	0,110		
Tube diameter	DA	mm	12,000	12,000	Delivery:	3-4 weeks
Tube thickness	S	mm	0,350	0,350	Validity:	12 weeks
Tube intervall on the height	S1	mm	33,333	33,333	Condit.:	net, ex works
Tube intervall on the depth	S2	mm	28,868	28,868	Payment:	30 days net



SA-He: 33/29/12-12R-24T-800A-2,0PA-6C-Cu/Al/FeZn
RA-Co: 33/29/12-12R-24T-800A-2,0PA-6C-Cu/Al/AISI 304

SA-He: EUR 1146,00
RA-Co: EUR 1297,00

Referencer

- /1/ Energioptimering af sugehøve – Udvikling af dimensioneringsregler samt flange- og reflektorløsninger, december 2001
- /2/ Mean-Temperature Difference in One, Two, and Three-Pass Crossflow Heat Exchangers, February 1957
- /3/ Termodynamik Teoretisk grundlag, praktisk anvendelse 1. udgave 2. oplag, 2004
- /4/ Ventilation Ståbi 2. udgave, 7. oplag, 2012
- /5/ Den lille blå om Ventilation 2. udgave, 2007
- /6/ Varme- og klimateknik, Danvak grundbog 4. udgave 1. oplag, 2013
- /7/ Arbejdstilsynets Bekendtgørelse om faste arbejdssteders indretning, nr. 96, 13. februar 2001
- /8/ Kortlægning af erhvervslivets energiforbrug, November 2008
- /9/ M. Conde Engineering: Thermophysical properties of Brines. 2011
- /10/ Sastrup Christensen, H.: Formler til varmetransmission. Polyteknisk Forlag 1990
- /11/ DS/EN 1216: 1999. Heat exchangers – Forced circulation air-cooling and air heating coils – Test procedures for establishing the performance
- /12/ Peter Rasmussen TT Coil: personlig kommunikation