

E L F O R

Ventilation i svømmehaller

RAPPORT

juli 2008

ELFOR PSO 2003

Forskning og Udvikling indenfor effektiv el anvendelse

Ventilation i svømmehaller

RAPPORT

Udvikling af elbesparende reguleringsstrategier og optimering af ventilationsanlæg og varmepumper i svømmehaller

Projektnummer: 335-04

juli 2008

Projektet er udarbejdet af:

Keld Johnsen	SBI
Karl Grau	SBI
Ole Hendriksen	Force
Niels Radisch	Rambøll
Claus Schon Poulsen	Teknologisk Institut
John Moritzen	John Moritzen Project
Ole Søgaard	Dansk Svømmebadsteknisk Forening
Jeppe Egelund Szameitat	Alectia
Martin Dam Wied	Alectia
Jan Hansen	Alectia

Revision : juli 2008
Revisionsdato :
Sagsnr. : 17955
Projektleder : Jan Hansen
Udarbejdet af : JAHA/cole

Indholdsfortegnelse

Resume.....	3
1 Indledning.....	4
1.1 Baggrund og formål med projektet	4
1.2 Projektindhold.....	5
2 Kortlægning af energiforbruget i svømmehaller.....	8
2.1 Spørgeskemaundersøgelse om drift og energi i svømmehaller.....	8
2.2 Deltaljerede undersøgelser af 6 svømmehaller	8
Tendenser i svømmehallers ventilationsanlæg.....	9
3 CFD beregning af luftbevægelse og vandfordampning.....	16
3.1 Forudsætninger	16
3.2 Måleresultater fra Korsør	17
3.3 Præsentation af beregningsmodel	21
4 Simulering af energirigtig ventilation: BSim.....	39
4.1 Principiel opbygning af beregningsmodel	39
4.2 Regulering af CO ₂	46
4.3 Regulering af fugt.....	46
4.4 Regulering af temperatur.....	48
4.5 Anvendelse af BSim: muligheder og begrænsninger.....	48
4.6 Varmepumpe i BSim	48
4.7 Eksempel på anvendelse af BSim.....	49
5 PSO 2003 Ventilation og varmepumper i svømmehaller ...	50
5.1 Rødby Svømmehal, varmepumpeanlæg.....	50
5.2 Maribo Svømmehal, varmepumpeanlæg	55
5.3 Bov Svømmehal, varmepumpeanlæg	60
5.4 Ishøj Svømmehal, varmepumpeanlæg	61
5.5 Besigtigelse af anlæg for ventilation og varmt brugsvand:	63
6 Varmepumper i svømmehaller	69
6.1 Systemopbygning	69
6.2 Styring	75
6.3 Potentiale for varmepumper.....	76

6.4	Andre forhold	79
6.5	Eksisterende anlæg.....	79
6.6	Erfaringer/konklusioner fra besøg i svømmehaller.....	81
7	Svømmehaller i Danmark.....	84
7.1	Bov Svømmehal	84
7.2	Faxe Svømmehal	85
7.3	Haslev Svømmehal	86
7.4	Horsens Svømmehal	87
7.5	Frederikshavn (Håndsbæk Skolen).....	88
7.6	Ishøj Svømmehal	89
7.7	Korsør Svømmehal	90
7.8	Maribo Svømmehal (del af Maribo Hallerne).....	91
7.9	Møn Svømmehal (i Stege)	92
7.10	Rødby Svømmehal.....	93
7.11	Viborg Svømmehal	94
8	Svømmehaller i Tyskland.....	95
8.1	Unna (20 km Ø for Dortmund)	95
8.2	Uelzen (ca. 35 km S for Lüneburg)	96
8.3	Schwalmtal (V for Mönchengladbach og Viersen)	96
8.4	Driftserfaringer for alle 3 anlæg i flg. rapportering :.....	98
9	Varmepumpeanlæg i Sverige	99
9.1	Jönköping.....	99
9.2	Vellinge (15 km S for Malmø).....	100
10	Konklusion	102
BILAG til Kap 2.1.....	103	
2a:	Spørgeskema for ventilation til svømmehaller	103
2b:	Svar skema - Svømmehaller	106
2c:	Bassinrum	109
2d:	Ventilationsanlæg	110

Resume

Projektering af svømmehaller sker i dag udelukkende gennem anvendelse af empirisk viden – som ofte omsat til håndregler. Mange af disse håndregler er meget velovervejede, men baserer sig udelukkende på eksisterende viden om drift og ikke på behovsanalyser.

Dertil kommer at antagelser om, hvorledes driften vil udvikle sig også er baseret på erfaring alene. Der eksisterer ingen undersøgelser, hvor driften er søgt optimeret gennem anvendelse af simuleringstværværktøjer.

Der er næppe tvivl om, at styring og regulering er et kraftigt redskab til at nedsætte energiforbruget – hvad enten der er tale om regulering af belysningen, ventilationsanlægget, vandbehandlingen etc. Det er imidlertid meget vanskeligt at opstille optimale reguleringsforhold, da der ikke findes mulighed for at simulere og sammenligne driftsforholdene ved forskellige påvirkninger.

Udover styrings- og reguleringsområdet er en anden vigtig parameter, hvilke varmegenvindings- og opvarmningsmetodikker der anvendes i ventilationsaggregatet. Anvendelse af varmepumper er ret udbredt især på grund af effektiviteten i en varmepumpe under de aktuelle driftsbetingelser. Styringen af varmepumpen har imidlertid været genstand for megen debat om, hvorvidt de anvendte styringer er optimale, og om det overhovedet er økonomisk rentabelt at anvende varmepumper.

Der er i projektet arbejdet med 2 fokusområder, der dog drifts- og reguleringsmæssigt har stor indvirkning på hinanden:

- Identificering og videreudvikling af en række styrings- og reguleringsstrategier til at forbedre driftsøkonomien på ventilationsanlæg i svømmehaller gennem anvendelse af simuleringer i BSim2002 (tidligere TSBI) samt dokumentation og implementering af bedre modeller i beregningsværktøjerne
- Anvendelse- og optimal styring af varmepumpeanlæg kontra anvendelse af traditionelle vandbaserede opvarmningsformer.

1 Indledning

1.1 Baggrund og formål med projektet

Der har i en længere årrække været fokus på driften og energiforbruget i svømmehaller. Det skyldes, ifølge Dansk Svømmebadsteknisk Forening, at driftsomkostninger til energi udgør ca. 50 % af de samlede omkostninger (excl. kapitalomkostninger). Der er derfor også udviklet en lang række "fornuftige" dimensioneringsbetingelser ved projektering af svømmehaller samt en lang række energibesparende råd der bør tages hensyn til ved projektering af svømmehaller. Eksempler på dette er:

- Overdækning af bassin udenfor åbningstid
- Anvendelse af energivenlige belysningskilder til minimering af vandfordampning (udover besparelsen i belysning)
- Regulering af ventilationsanlæg
- Frekvensregulering af pumper
- Dimensionering og regulering af ventilation i saunaer.

Netop behovsstyringen af ventilationsanlæg er imidlertid vanskelig, idet den baseres på eksisterende empirisk viden, og ikke anvender den mest optimale behovsmæssige styring. Det sidste skyldes alene, at der ikke eksisterer noget operationelt værktøj der kan simulere forskellige styringsstrategier for svømmehaller med forskellige last (vandbevægelser, sol- og lysindfald, termisk og fugtmæssig dynamik i konstruktionerne, etc.).

At der ikke eksisterer noget operationelt værktøj har dels som konsekvens, at man ikke kan simulere forskellige driftssituationer og opnå viden om, hvilken type regulering man skal anvende i den pågældende svømmehal for at opnå den mest energiøkonomiske drift og dels at det er vanskeligt at kvantificere, hvilke besparelser der kan opnås gennem etablering af et energibesparende tiltag. En simuleringsmodel vil muliggøre disse ting.

Dertil kommer også, at mange svømmehaller er af ældre dato, og er dimensioneret efter datidens principper. I mange af disse anlæg, vil omprojektering givetvist være lønsomt, men det er vanskeligt at påvise. En simuleringsmodel vil i dette tilfælde også kunne udbedre dette.

En anden problematik i forbindelse med styring af ventilationsanlægget er anvendelsen af varmepumper i ventilationsanlæg. Mange – måske de fleste – varmepumpeinstallationer lever ikke op til effektivitetskrav ift. dagens energipriser og ønsker om reduktion af CO₂-udslip. Dette skyldes både, at komponenterne ikke har dagens standard, men også at de er forkert dimensioneret, bl.a. med underdimensionerede varmevekslere og en forkert styringsstrategi. Forbedringsmulighederne

ligger i selve varmepumpen, omdrejningsregulering, varmevekslerne, buffere for mere konstant drift og styrings- og reguleringsforhold.

Denne projekt rapport indeholder 2 sideløbende F&U undersøgelser:

- Udvikling af simuleringsmodel samt anvendelse, dokumentation og implementering heraf (US1)
- Optimering af varmepumpers effektivitet og styring i svømmehaller, samt udvikling af simuleringsmodul (US2).

1.2 Projektindhold

Projektet er gennemført efter følgende fasemodeller:

Simulering af styring- og regulering af svømmehallers ventilationsanlæg (US1):

1. Kortlægning af energiforbruget i 3 forskellige svømmehaller
2. Udvikling af simuleringsmodeller samt implementering af disse i BSim2002
3. Simuleringer af svømmehallers energiforbrug opdelt på forbrugs- og energityper
4. Optimering af styrings- og reguleringsform m.m.
5. Tilpasning og implementering af nyudviklede styrings- og reguleringsformer m.m.
6. Måleperiode til dokumentation af virkning og validering og simuleringsmodeller

Optimering af varmepumpesystemer i ventilationsanlæg (US2):

7. Udvælgelse af 2 velfungerende anlæg med varmepumper
8. Undersøgelse og dokumentation af eksisterende kontra nye anlægs effektivitet
9. Implementering af nye varmepumpeanlæg
10. Udvikling, dokumentation og implementering af simuleringsmodul for varmepumper
11. Måleperiode til dokumentation af virkning og validering af simuleringsmodeller

Indholdet i de ovenfor nævnte 11 faser er beskrevet nedenfor.

1.2.1 Kortlægning af energiforbruget i 3 forskellige svømmehaller

Formålet med simuleringsværktøjet er at kunne foretage simuleringer af driften med henblik på at bestemme mere optimale anvendelser af elforbruget. Inden værktøjet er anvendt, er der foretaget en kortlægning af energiforbruget. Dette er gjort dels for at kunne fastlægge, ved hvilken nøjagtighed simuleringsværktøjet bestemmer elforbruget, men også for at kunne anvendes med henblik på at fastlægge besparelsen af eventuelle ændrede styringsforhold.

Der er taget udgangspunkt i 3 forskellige svømmehaller, dels for at kunne fastlægge, hvorvidt BSim2002 er bedre anvendt på visse typer af anlæg, men også for at kunne vise simuleringsværktøjets anvendelse på forskellige typer af anlæg. Udvælgelsen af anlæg er derfor foretaget med hensyntagen til svømmehallernes beskaffenhed, størrelse, anvendelse, etc.

Kortlægningen er foretaget alene på de dele der har med energiforbruget til ventilation eller som påvirker energiforbruget til ventilation (eks. belysning) . Energiforbruget til vandbehandling er eksempelvis ikke aktuelt.

Der er foretaget en koordinering med arbejdsgruppen vedrørende energi i Dansk Svømmebadsteknisk Forening, idet der er en igangværende undersøgelse om energiforbruget i ventilationsanlæg, der dog primært går på anvendelsen af 2 ventilatorer kontra 3 (eller 4) ventilatorer i ventilationsaggregatet i udvalgte svømmehaller.

1.2.2 Udvikling af simuleringsmodeller samt implementering af disse i BSim2002

BSim2002 havde i den tidligere version en række mangler for at kunne simulere energiforbrug mv. i svømmehaller. Disse mangler var:

- Begrænsede mulighed for styring af recirkulation af luften i ventilationsanlæggene efter belastningsforhold
- Ingen modeller for fordampning af væske fra væskeoverflader
- Ingen model for varme- og fugtudveksling mellem svømmebad og luft.

I denne fase er der foretaget en screening af markedet for modeller omkring fordampning af væsker fra overflader. Der haves p.t. kendskab til 3 modeller. Den ene model er en simpel empirisk model, der dog anvendes hyppigt til dimensioneringsformål grundet modellens enkelhed. Den anden model er mere teoretisk baseret (AUC) som omhandler fordampning fra stille vandoverflader. Den tredje model er en norsk model (SINTEF), som opstiller halvempiriske formler, som desuden tager hensyn til personbelastning. Flere af de matematiske modeller er implementeret med henblik på at estimere forskellen på en simpel matematisk model og en kompleks matematisk model.

1.2.3 Simuleringer af svømmehallers energiforbrug opdelt på forbrugs- og energityper

- Efter implementering af modellerne i BSim2002, er modellernes egnethed til at simulere de faktiske driftsbetingelser undersøgt
- I hvilken grad modellerne kan anvendes til at simulere energiforbruget samt de termiske og fugtmæssige forhold i svømmehaller
- Modellernes begrænsninger og tilfælde, hvor de to modeller afviger fra hinanden

Denne undersøgelse er foretaget dels med henblik på at kunne give vejledning om, hvilken af modellerne der kan anvendes under hvilke forudsætninger samt evt. opstille begrænsninger for modellernes anvendelsesområder.

1.2.4 Optimering af styrings- og reguleringsform m.m.

Med udgangspunkt i kortlægningen i 2.1 af svømmehallernes energiforbrug, er der foretaget en række simuleringer ved at foretage ændringer i parametre samt eventuelt ændringer i bestyknin-gen af ventilationsanlægget. Eksempler på parameterændringer samt ændringer i inventar kunne eksempelvis være:

- Ændring af luftskiftet i svømmehallen i afhængighed af belastningen
- Ændring af recirkulationsforholdet i afhængighed af temperatur- og fugtforhold
- Anvendelse af 3 (eller 4) ventilatorer i stedet for 2 ventilatorer, herunder indflydelsen på energiforbruget.

1.2.5 Tilpasning og implementering af nyudviklede styrings- og reguleringsformer m.m.

I det omfang at simuleringerne har vist besparelses potentialer, er der foretaget ændringer på de nuværende styrings- og reguleringsformer.

1.2.6 Måleperiode til dokumentation af virkning og validering og simuleringssmo-deller

Der er foretaget målinger af drifts- og energiforhold med henblik på at fastlægge i hvor høj grad de foretagne tiltag har resulteret i den besparelse, der var fastlagt gennem simuleringerne. Længden af måleperioden har været afhængig af variation mm.

1.2.7 Udvalgelse af 2 velfungerende anlæg med varmepumper

Der er udvalgt 2 svømmehaller med velfungerende varmepumpeanlæg.

1.2.8 Undersøgelse og dokumentation af eksisterende kontra nye anlægs effektivitet

Effektivitet, energiforbrug og temperaturer er målt og anlægsopbygning, dimensionering, styring er vurderet (tilstandsvurdering). Der er desuden foretaget mere generelle beregninger af økonomi og miljøeffekt af varmepumper i installationer med kraftvarmeforsyning henholdsvis naturgasopvarmning. Varmepumper sammenholdes med effektiv varmegenvinding på ventilationsluften.

1.2.9 Udvikling, dokumentation og implement. af simuleringsmodul for varmepumper

Varmepumpers effektivitet afhænger voldsomt af de ydre betingelser for driften. Modellerne tager hensyn til timevariationer i klimaforhold, belastninger i svømmehallen samt skiftende styringsstrategier over døgnet og året.

1.2.10 Implementering af nye varmepumpeanlæg

Der er foretaget simuleringer omkring følgende forslag til varmepumpeanlæg i svømmehaller;

- Ny, mere effektiv kompressor (nyt kølemiddel)
- Højere systemeffektivitet via variabel kompressorhastighed (behovsstyring)
- Højere effektivitet i varmevekslere
- Indsættelse af buffere til at give en mere konstant drift
- Optimeringer i andre dele af anlægget (især pumper og deres drift)
- Bedre styrings- og reguleringsstrategier
- Bedre overvågning.

1.2.11 Måleperiode til dokumentation af virkning og validering af simuleringsmodeller

Der foretages målinger og i samarbejde med driftspersonalet følges anlæggenes funktion i det daglige for at se om de lever op til forventningerne. Målingerne starter, når en kort indkøringsfase er overstået tilfredsstillende. Længden vil være op mod et år, da både sommer- og vintersituation skal dokumenteres. Der regnes med et begrænset indkøb af måleudstyr.

Måleperioden sker i størst muligt samarbejde med fase 6.

2 Kortlægning af energiforbruget i svømmehaller

2.1 Spørgeskemaundersøgelse om drift og energi i svømmehaller

Se bilag bagerst i rapporten.

2.2 Deltaljerede undersøgelser af 6 svømmehaller

2.2.1 opstilling af nøgletalskatalog

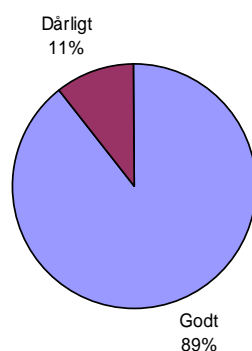
Tendenser i svømmehallers ventilationsanlæg

Baggrundsmaterialet til disse tendensgrafer er svaret på et spørgeskema sendt ud til flere svømmehaller i Danmark. Materialet er desværre ikke stort nok til at kunne sige noget generelt om alle svømmehaller, men kan forhåbentlig give et nogenlunde billede af i hvilken retning, tendensen peger. Tendensen her bygger på svaret fra 19 svømmehaller.

Teknologisk Institut har lavet lignende undersøgelser, der dog ikke har samme bredde. Det som teknologisk Institut har undersøgt er kun forbruget af el, varme og vand pr m² bassin og pr person. Nøgletallene er fundet på deres hjemmeside, de er baseret på data fra 2006, og de der fremhæves i dette notat, gælder for alle størrelser af haller.

Spørgeskemaet der blev sendt ud i denne henseende, indsamlede også information om hvordan ventilationsanlægget er opbygget og dets alder. Generelt kan det om alle anlæggene siges, at der er tilfredshed med dem, selvom de alle ikke sørger for en luftkvalitet, der kan karakteriseres som god. Det har været op til den enkelte bademester/teknikansvarlige at vurdere hvordan luftkvaliteten i hallen er, så derfor kan et indeklima godt være karakteriseret som middel, mens den generelle vurdering om anlægget kan magte ventilationsopgaven, kan være positiv. I nedenstående Figur 1 ses den generelle fordeling, af om ventilationsanlæggene kan klare opgaven; at holde et tilfredsstillende indeklima, og dermed antallet af tilfredse og utilfredse.

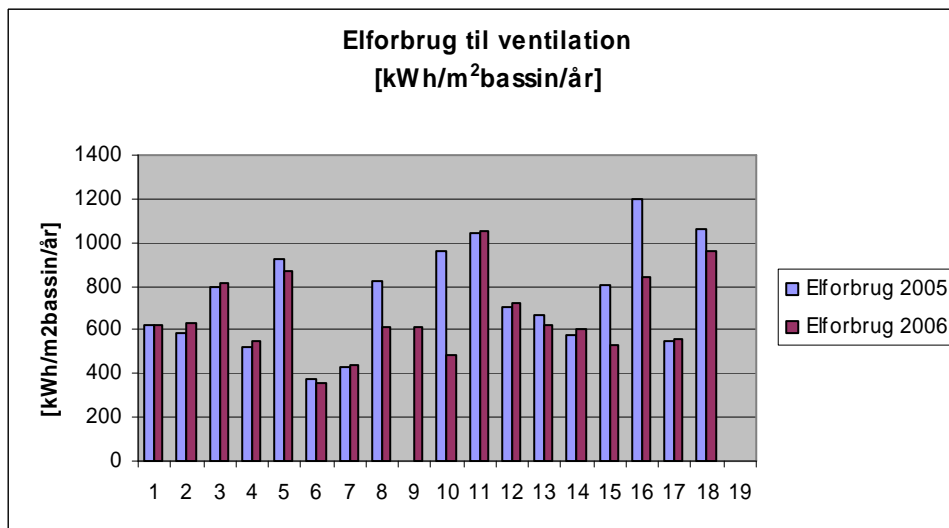
Tilfredshed med ventilationsanlæg



Figur 1. Den generelle vurdering af indeklimaet

2.2.2 Elforbrug til ventilation

For at kunne sammenligne det årlige elforbrug i svømmehallerne tages det i forhold til det samlede bassinareal, hvormed nedenstående Figur 2 fås.



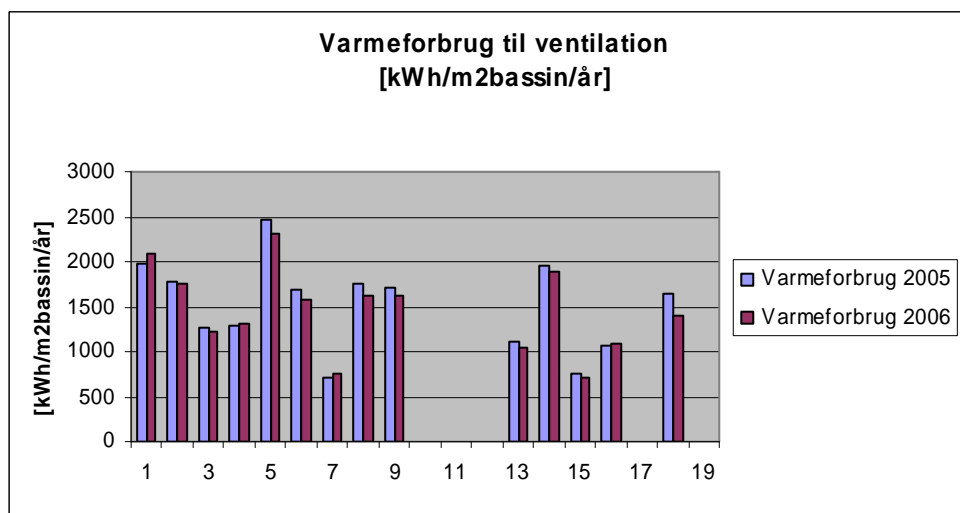
Figur 2 Elforbrug til ventilation

Dette giver for 2005 og 2006 en samlet middelværdi af elforbruget pr m² bassinareal om året på følgende. I skemaet er til sammenligning også vist nøgletallet fra Teknologisk Institut.

År	kWh/m ² bassin/år
2005	666
2006	625
Teknologisk Institut 2006	701

2.2.3 Varmeforbrug i ventilation

Ligesom elforbruget til ventilation er det også kun muligt at sammenligne varmekonsumet i ventilationen, hvis det tages i forhold til bassinarealet.



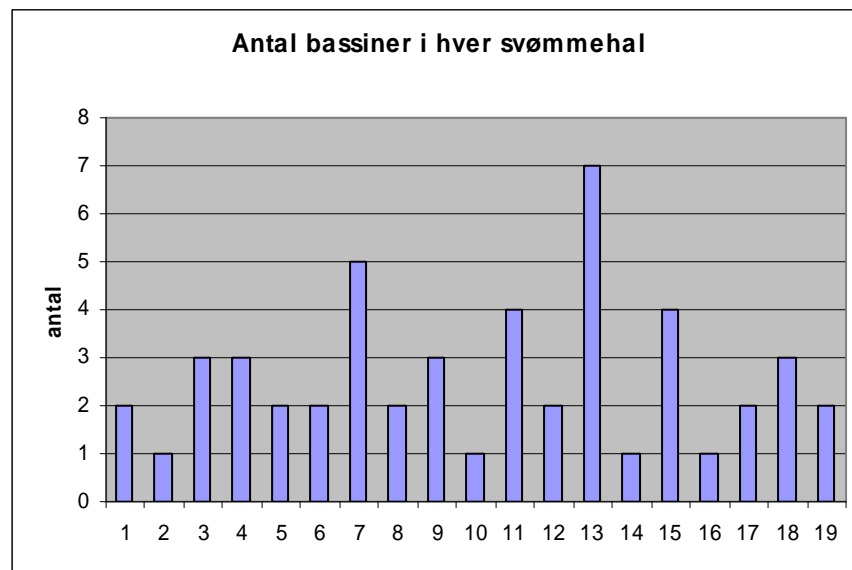
Figur 3 Varmeforbrug i ventilation

Der er fundet værdier for 2005 og 2006, og disse værdier sammenholdes med værdierne fra undersøgelsen som Teknologisk Institut har lavet. I nedenstående tabel er middelværdierne for 2005 og 2006 opstillet sammen med nøgletallet fra Teknologisk Institut. Som det fremgår, er tendensværdierne fra denne undersøgelse lavere end dem fra Teknologisk Institut.

År	kWh/m ² bassin/år
2005	1246
2006	1201
Teknologisk Institut 2006	1784

2.2.4 Antal bassiner

for at kunne vurdere realiteten af værdierne for energiforbruget i denne undersøgelse, skal størrelsen af svømmehallerne der har svaret, tages i betragtning. Til at illustrere dette, kan antallet af bassiner opstilles, og i denne undersøgelse giver dette resultatet i Figur 4.

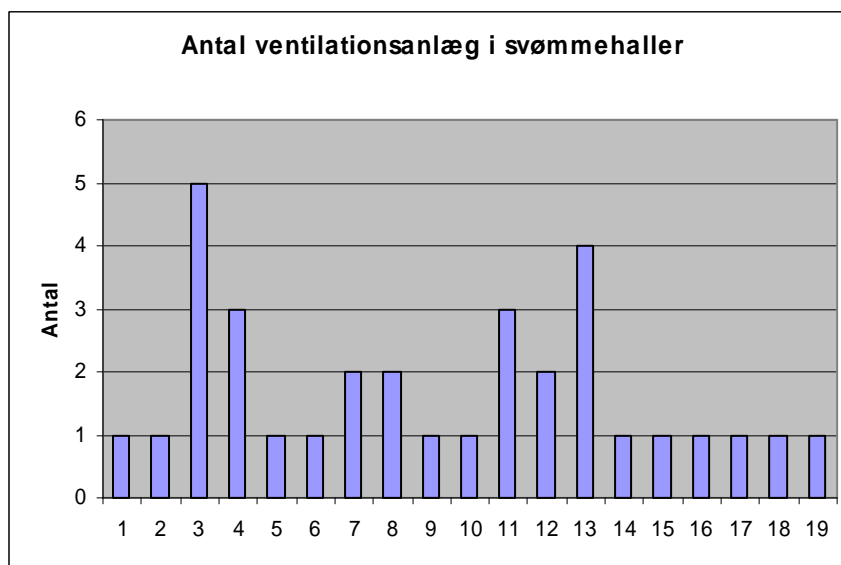


Figur 4. Antallet af bassiner i undersøgte svømmehaller

Som det fremgår af figuren, er der både svømmehaller med mange og få bassiner, men med en overvægt af de mindre haller med et og to bassiner.

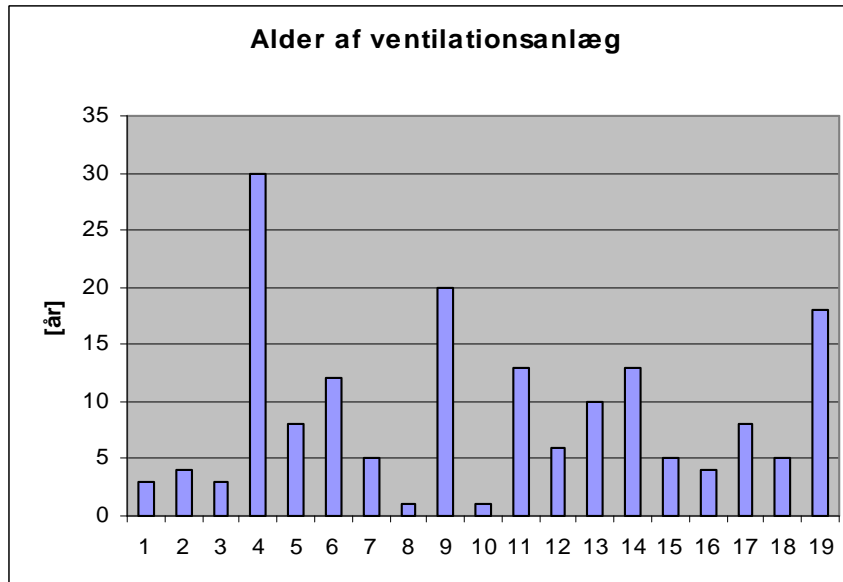
2.2.5 Antal ventilationsanlæg, og deres alder

En anden metode at vurdere størrelsen af de svarende svømmehaller, kan gøres ud fra antallet af ventilationsanlæg, men denne er dog ikke lige så sikker som ud fra antallet af bassiner. Dette skyldes, at der kan være store forskelle på de enkelte ventilationsanlæg, og dermed kan et stort anlæg godt ventilere den samme mængde som to mindre, og sørge for at der er et tilfredsstillende indeklima. I nedenstående Figur 5 er det opstillet hvor mange ventilationsanlæg der er i de enkelte svømmehaller, og det fremgår, at der er en stor overvægt af haller med ét system. Der er dog en tendens, at jo flere bassiner der er, desto flere separate anlæg er der. Dette ses ved at sammenligne Figur 4 og Figur 5.



Figur 5. Antal ventilationsanlæg i de svarende svømmehaller

For at kontrollere om der er en sammenhæng mellem alder og antallet af ventilationsanlæg opstilles nedenstående Figur 6, der viser de enkelte anlægs alder, og umiddelbart er der ingen sammenhæng mellem alder og antal.

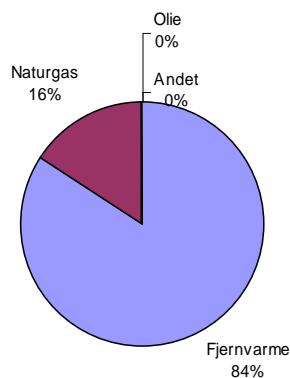


Figur 6. Alder ventilationsanlæg

2.2.6 Energiforsyning

Det har også været undersøgt gennem hvilken energiforsyning energien til opvarmning kommer, og resultatet af dette ses i nedenstående Figur 7.

Energiforsyning i svømmehaller



Figur 7. Energiforsyningen til varmeanlægget

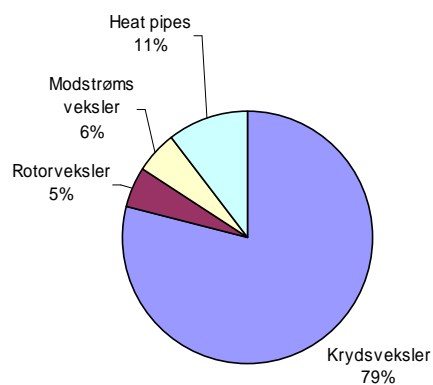
Det fremgår, at der er en overvægt af svømmehaller der opvarmes via fjernvarmen, færre der opvarmes med naturgas, og ingen der opvarmes vha. oliekedel eller en anden opvarmningsform. Dette betyder ikke, at der ikke er nogen svømmehaller overhovedet der opvarmes med olie eller en anden form for opvarmning, som f.eks. solvarme, men at det bare er meget få. At disse to opvarmningsformer ikke kan forkastes, skyldes netop det lidt tynde svargrundlag for dette tennensnotat.

2.2.7 Type af varmegenvinder

Spørgeskemaet der blev besvaret indeholdt også information om hvilken type varmegenvinder der var i ventilationsanlægget, hvis der var en.

Ud af de 19 svar der kom tilbage, viste det sig, at der i alle anlæg var varmegenvinding, men ikke samme form.

Type af varmegenvinder

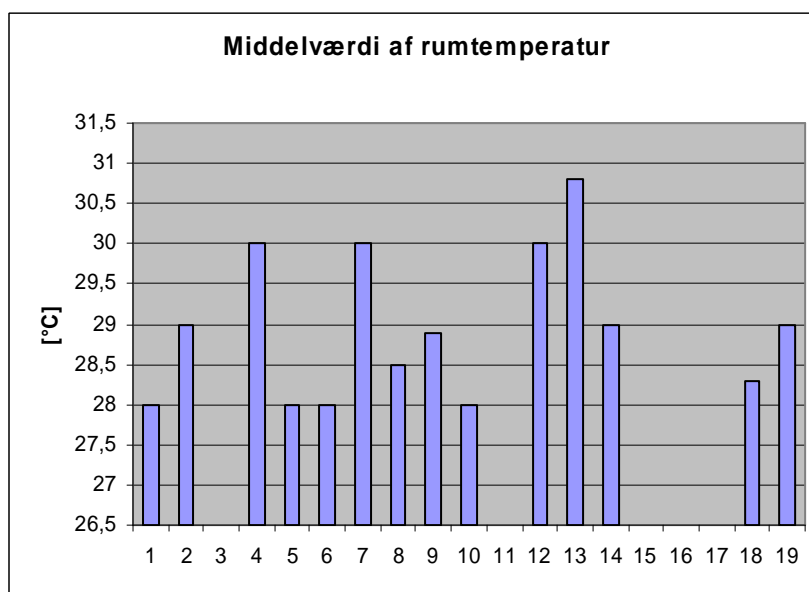


Figur 8. Type af varmegenvinder i ventilationsanlæggene

Det mest benyttede aggregat til varmegenvinding er krydsvekslere, mens der ikke så ofte benyttes heat pipes, modstrøms- eller rotorvekslere.

2.2.8 Rumtemperatur

For at kunne vurdere varmekonsumet i de enkelte svømmehaller, er det også undersøgt hvilken middeltemperatur der holdes. Det har dog ikke været muligt at indhente denne værdi for alle de undersøgte haller, og derfor er der enkelte huller uden en værdi i diagrammet.



Figur 9. Middelværdi af rumtemperatur

Generelt kan det dog siges, at der er en middeltemperatur i svømmehallerne på 29 °C, hvilket er varmere end den normale temperatur for de større svømmebassiner.

3 CFD beregning af luftbevægelse og vandfordampning

Formålet med beregningerne er at bestemme sammenhængen imellem vandfordampning og luftbevægelse, og bestemme mængden af fordampet vand til brug for dimensionering af ventilationsanlæg i svømmehaller og til brug for udvikling af en forenklet model i BSIM2002.

3.1 Forudsætninger

Beregninger gennemføres for en eksisterende svømmehal i Korsør. Der beregnes for en vintersituation, hvor solindfald ikke påvirker temperatur- og energiforhold samt vandfordampning. Da fordampning fortrinsvis stammer fra badet indgår kun denne i beregningerne. Evt. fordampning fra våde overflader omkring badet og aktivitet kan inkluderes i fordampningen fra badet ved en korrektion eller ved at angive fordampningen som en randbetingelse (vand tilført rumluften, så varmebalancen for rumluften bliver forbedret). Der regnes kun på den mekaniske ventilation, da infiltration ud fra målinger er fundet at være ubetydelig.

Randbetingelser

Randbetingelser for beregningerne indsamles i forbindelse med energikortlægningen ved at udføre supplerende temperaturmålinger af overflader, bassin vand, ventilationsluft, samt ved måling af luftmængder og ventilationsarmaturernes dimensioner og placering. Følgende randbetingelser er aftalt for beregningscase nr. 1:

Svømmehallens geometri er rektangulær, idet der ses bort fra en mindre udbygning. Loftet i den lave ende af hallen anses for vandret. Der ses bort fra det lille oplæringsbassin. Den indskudte etage med cafeteria bør indgå i modellen, som en massiv blok, da cafeteria er luftmæssigt adskilt med glasvægge med et lag glas mod selve svømmehallen.

Der regnes med en indblæst mekanisk luftmængde på 18.000 m³/h der fordeles forholdsmæssigt i forhold til den projekterede luftmængde. Indblæsningsarmaturer modelleres sektionvis som spal-teindblæsning. Indblæsningsarealet vælges, således at der opnås samme impulsstrøm.

Indblæsningstemperaturen sættes til 38 °C.

Vandtemperaturen i bassinerne sættes til 28 °C.

Det øvrige gulvareal anses for adiabatisk.

Den gennemsnitlige rumtemperatur tilstræbes at være 30 °C. Varmestrømmen gennem ydervægge modelleres som konstant varmeflux. Størrelsen af denne beregnes således at varmebalancen for svømmehallen er opfyldt ved en gennemsnitlig rumtemperatur på 30°C. Varmefluxens størrelse på den enkelte flade fordeles i forhold til fladens areal og u-værdi.

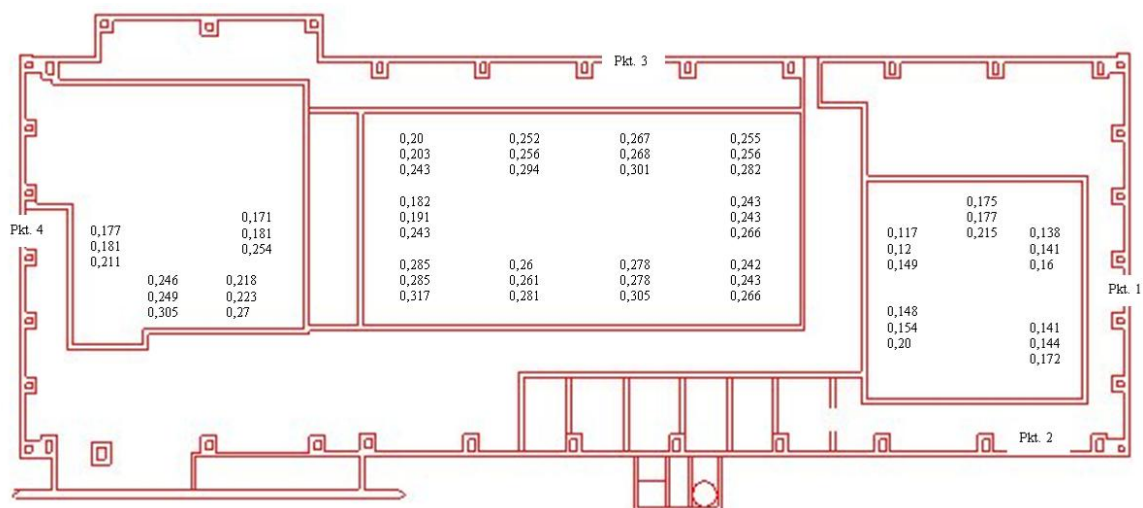
3.2 Måleresultater fra Korsør

3.2.1 Lufthastigheder over vandoverflade

Lufthastigheder er målt 10 cm over vandoverfladen. Målepunkter er placeret som vist på skitse.

Lufthastigheder er målt og aflæst som vist nedenfor (m/s):

U mean middelhastigheder, midlet over 3 minutter
 U RMS RMS-værdien, 3 minutter
 U 90% 90% fraktil, 3 minutter



Plan over svømmehal: Lufthastigheder over vandoverfladen

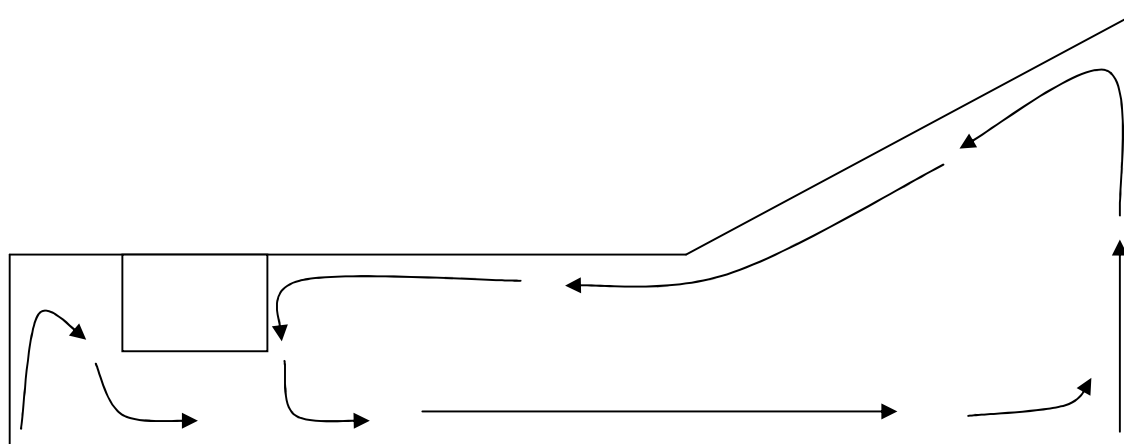
3.2.2 Lufthastigheder, indblæsningsriste

Lufthastigheder er målt for at bestemme den relative forskel i luftmængder på de enkelte riste. Målingen er gennemført for fire tilfældigt udvalgte riste.

Lufthastigheder er målt 77 cm over midte af rist. Afstand til væg er 20 cm ved murværk og 30 cm ved glas. Målepunkter er placeret som vist på skitse.

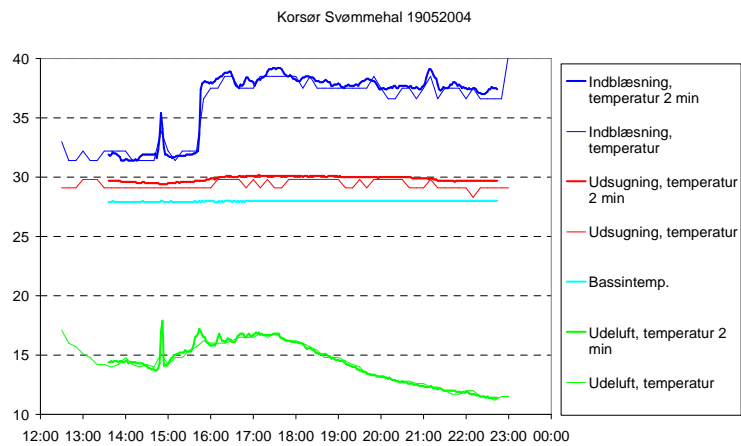
	Punkt 1, øst	Punkt 2, syd	Punkt 3, nord	Punkt 4, vest
Ventilator, høj hastighed	0,65 0,69 0,88 0,6 0,62 0,82	0,80 0,84 1,07 0,84 0,88 1,13		
Ventilator, lav hastighed	0,32 0,35 0,47	0,38 0,41 0,60	0,31 0,33 0,47	0,17 0,20 0,29

Der forekommer forskelle i indstillingen af mængdereguleringsspjæld for de enkelte riste. De målte luft hastigheder kan derfor kun anvendes vejledende til bestemmelse af relativ fordeling af luftmængder.

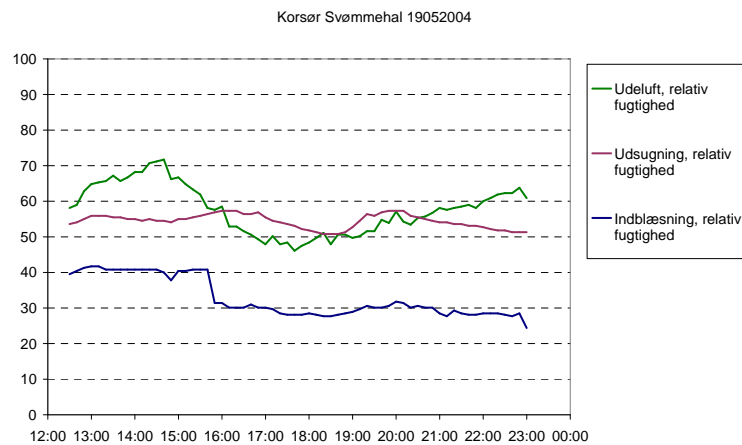


Længdesnit i svømmehal: Primær luftstrømning baseret på røgtest.

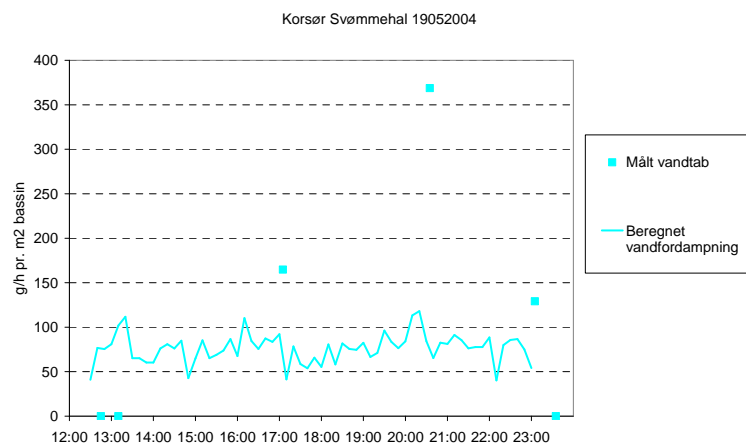
3.2.3 Lufttemperaturer, målinger fra 19/5 2004



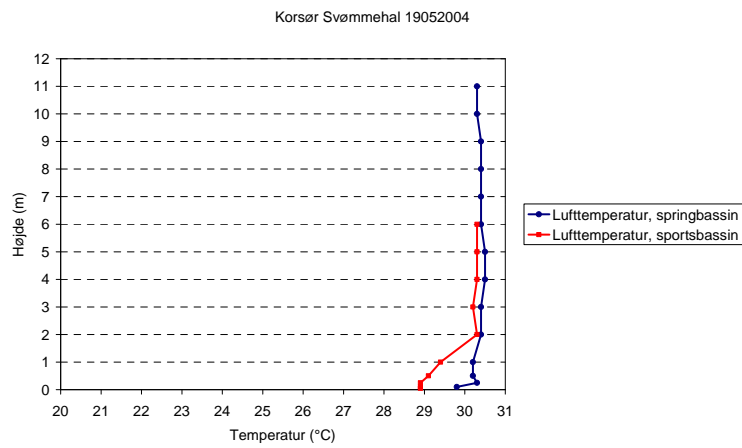
3.2.4 Luftfugtighed, målinger fra 19/5 2004



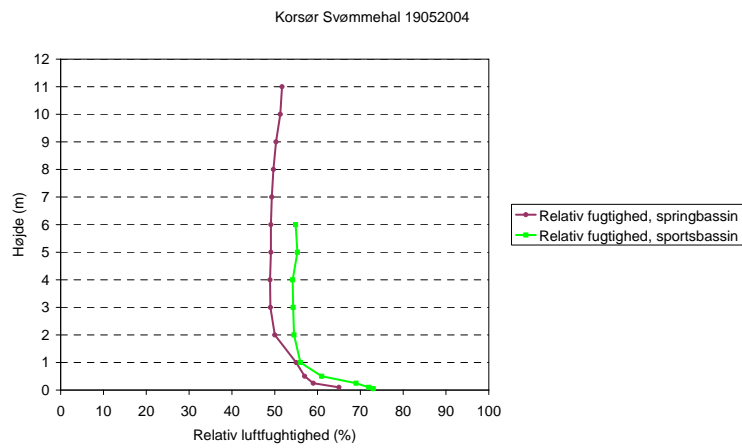
3.2.5 Vandtab under målinger fra 19/5 2004



3.2.6 Lufttemperaturer, målinger fra 19/5 2004 i lodret plan




3.2.7 Luftfugtighed, målinger fra 19/5 2004 i lodret plan




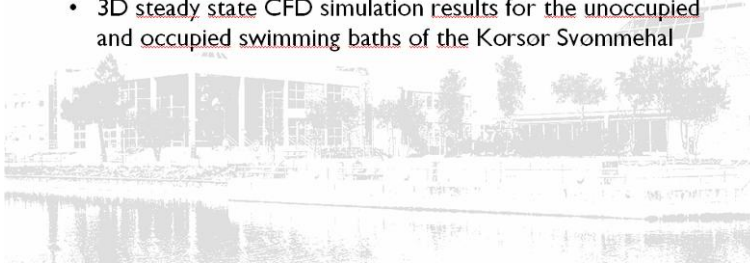
3.3 Præsentation af beregningsmodel

3.3.1 Teoretisk baggrund




Outline of the presentation

- Purpose of CFD modelling work
- Review and comparison of different water evaporation models for swimming baths
- 2D steady state CFD modelling for the Korsor Svømmehal
- 3D steady state CFD simulation results for the unoccupied and occupied swimming baths of the Korsor Svømmehal



Review of the Water Evaporation Models for Swimming Baths

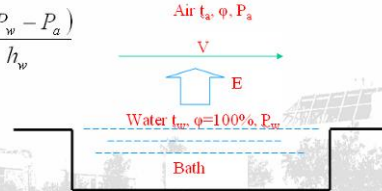
- Dalton(1802) started the empirical hydrodynamic approach to the evaporation probl
- A large number papers and equations about evaporation have been written based on Dalton's description



General Evaporation Rate Formula

- Almost all of the general evaporation rate formula is

$$E = \frac{(a + bV)(P_w - P_a)}{h_w} = \frac{h_e(P_w - P_a)}{h_w}$$



E is the evaporation rate [kg/m²s]
 a, b are the coefficients of empirical equation
 V is the wind velocity (velocity of air parallel to water surface) [m/s]
 P_w is the saturated water vapor partial pressure at the water temperature [Pa]
 P_a is the water vapor partial pressure at the air temperature and humidity [Pa]
 h_e is the evaporative heat transfer coefficient [W/m²Pa]
 h_w is the latent heat of vaporization of water [J/kg]

Widely Used Evaporation Models for Swimming baths

- Unoccupied pools
- Occupied pools

Note: All of the evaporation rate formulas are expressed in **SI unit system**

Widely Used Evaporation Models for Swimming baths - Unoccupied

Evaporation model	Formula
Carrier (1918)	$E = \frac{(0.0888 + 0.0783V)(P_w - P_a)}{h_w}$
Smith (1999)	$E = \frac{0.73(0.0888 + 0.0783V)(P_w - P_a)}{h_w}$
Hyldgård (1990)	See his literature, no formula
Shah (2002)	$E = \frac{1}{3600} C \rho_w (\rho_a - \rho_w)^{\frac{1}{3}} (W_w - W_a)$
VDI2089 (2000)	$E = \frac{1}{3.6 \times 10^8} \times 5 \times (P_w - P_a)$
Blasim & Krumme (1974)	$E = \frac{1}{3600} \left[-0.059 + \frac{0.0105(P_w - P_a)}{133.3} \right]$

Widely Used Evaporation Models for Swimming baths - Occupied

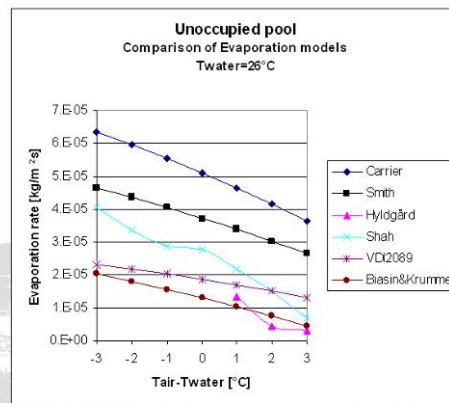
Evaporation model	Formula
ASHRAE (2003)	$E = \frac{(0.0883 + 0.0783N)(P_w - P_a)}{h_w}$
Smith (1999)	$E = E_0 \left(4.27 \frac{N}{A} + 1.04 \right)$
Shah empirical (2003)	$E = \frac{1}{3600} \left(0.113 - 0.0000175 \frac{A}{N} + 0.000059(P_w - P_a) \right) A/N < 4.5$
Shah analytical (2003)	$E = E_0 \left(14.85 \frac{N}{A} + 1 \right) \quad A/N > 4.5;$
	$E = E_0 \left(5.85 \frac{N}{A} + 1.2 \right) \quad 4.5 > A/N > 4.5$
	$E = 2.5 E_0 \quad A/N < 4.5$
VDI2089 (2000)	$E = \frac{1}{3.6 \times 10^9} \times 20 \times (P_w - P_a)$
Basin&Krumme (1974)	$E = \frac{1}{3600} \left[0.118 + \frac{0.01995(P_w - P_a)(P_w - P_a)}{133.3} \right] \text{ for } 0.1 \leq P_a \leq 0.7$

A-the surface area of pool
N-the number of occupants
E_u-the pool utilization factor
E₀-the evaporation rate of unoccupied pool

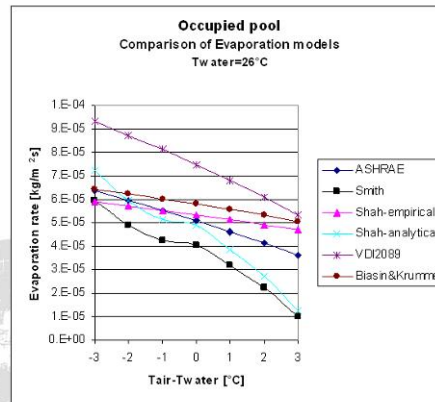
Comparisons of Evaporation Models

- Calculation conditions
 - Public swimming pool - Korsør Svømmehal
 - Conditions for good indoor air quality and energy saving
 - T_w=26 °C
 - T_{air}=23 °C-29 °C, φ=60%
 - ΔT=T_w-T_{air}= -3 °C~3 °C
 - V=0.1 m/s

Comparisons of Evaporation Models



Comparisons of Evaporation Models



N=30
occupants

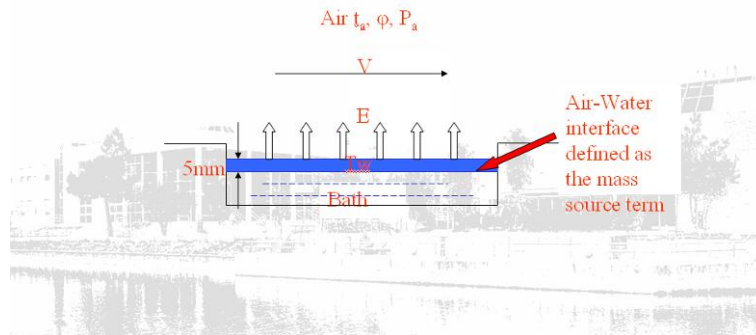
3.3.2 2D CDF-modellering

2D CFD Modelling

- Purpose
 - Preparation for 3D modelling
 - Information of air flow field
 - Test the evaporation model
 - Test the feasibility of CFD model
- CFD Model
 - Steady state moist air flow
 - Species transport modelling
 - Water vapour mixing with moist air and transport
 - k-ε model
 - Moist air flow

2D CFD Modelling

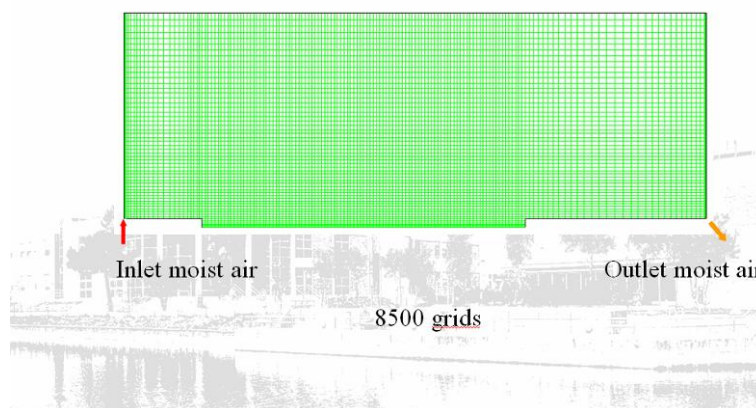
- Water evaporation mass source term



2D CFD Modelling

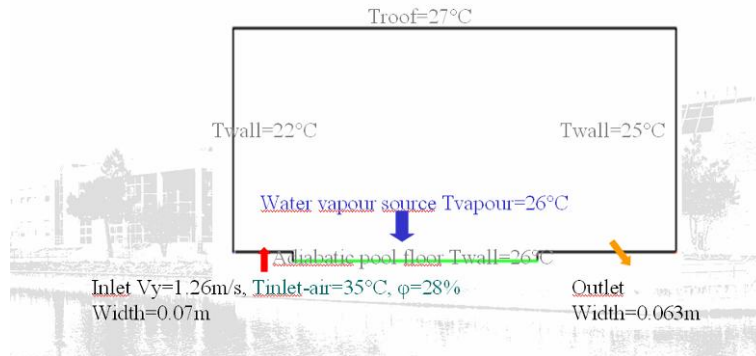


2D CFD Modelling



2D CFD Modelling

- **Boundary conditons:** $Q=20,000\text{m}^3/\text{h}=5.56\text{m}^3/\text{s}$

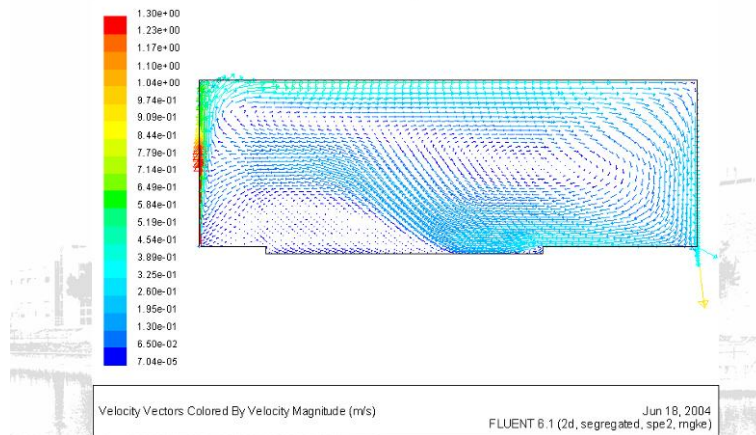


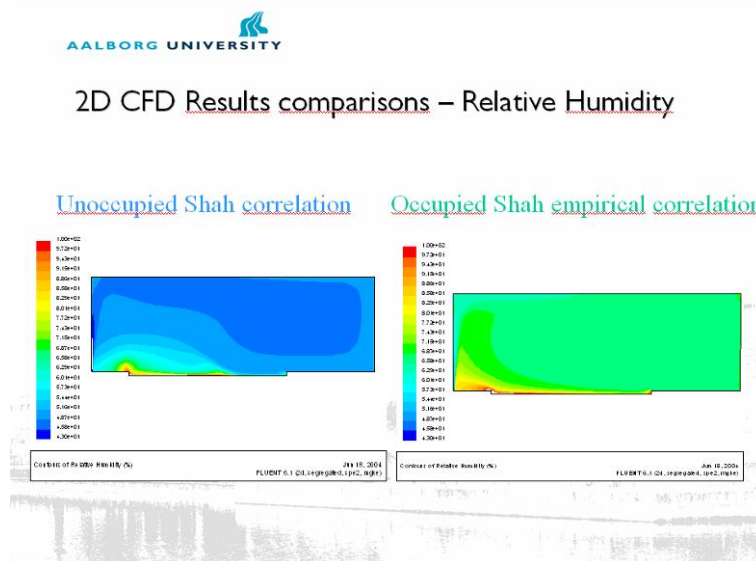
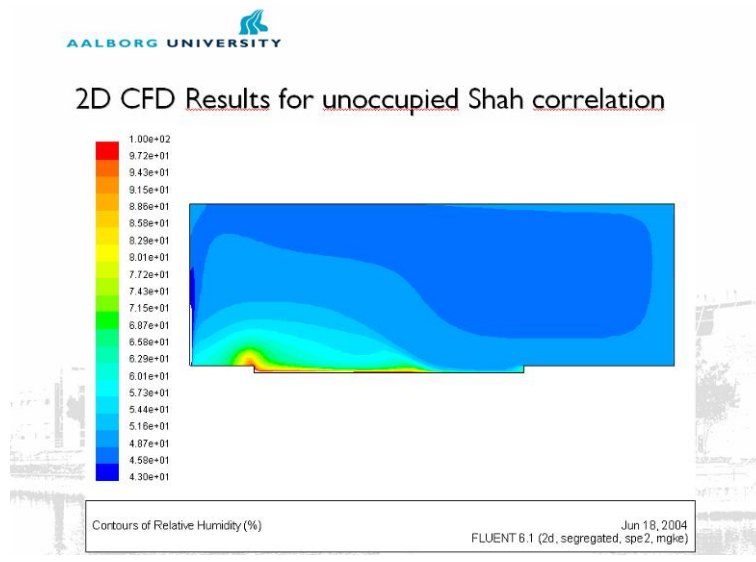
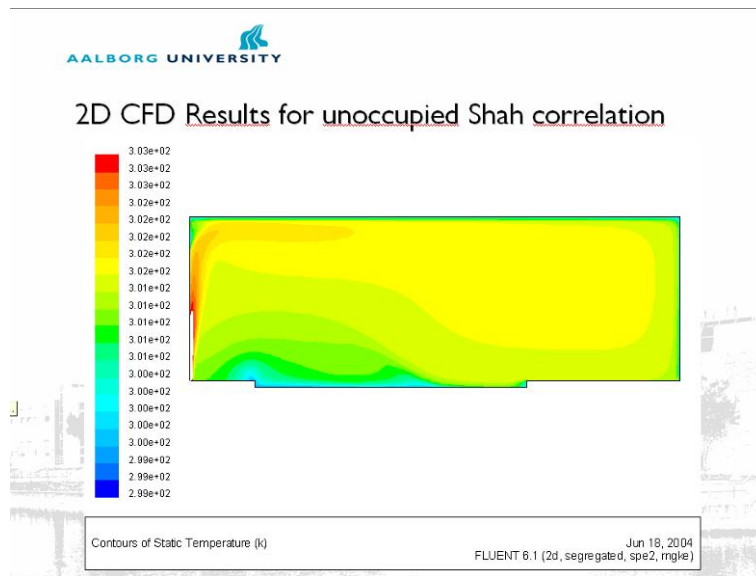
2D CFD Modelling

- **Simulation cases**
 - Boundary conditions for water vapour source
 - Evaporation rate calculations based on $T_w=26^\circ\text{C}$, $T_{air}=28^\circ\text{C}$, $\phi=60\%$

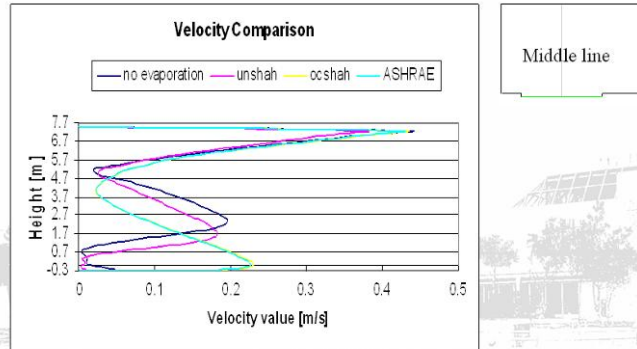
Model	Pool type	Evaporation rate of water vapour source [$\text{kg}/\text{m}^3\text{s}$]
	No evaporation in pool	0
Shah	Unoccupied pool	0.003056
Shah empirical	Occupied pool	0.009853
ASHRAE	Occupied pool	0.008294

2D CFD Results for unoccupied Shah correlation

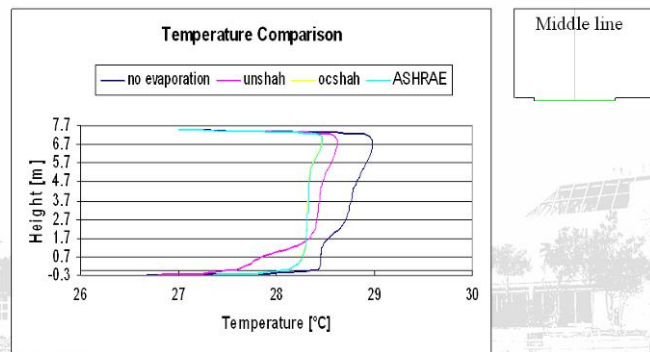




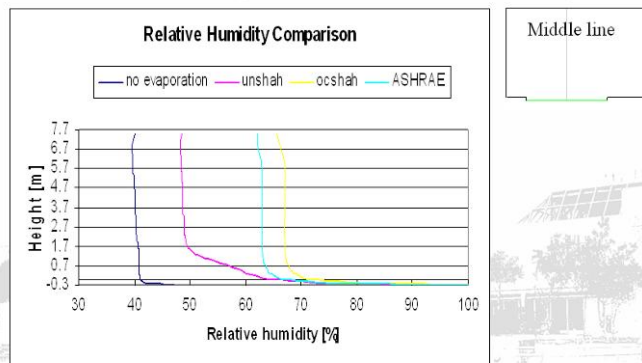
2D CFD Results comparisons – Air Velocity



2D CFD Results comparisons – Temperature

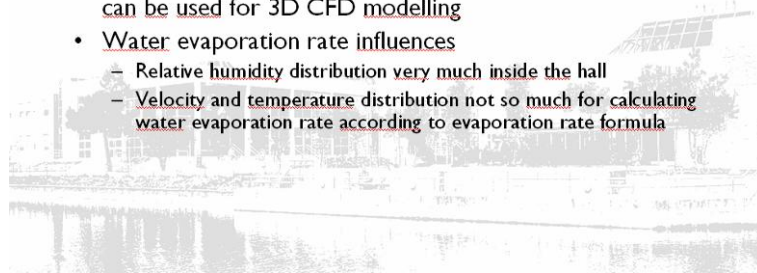


2D CFD Results comparisons – Relative Humidity



Conclusions

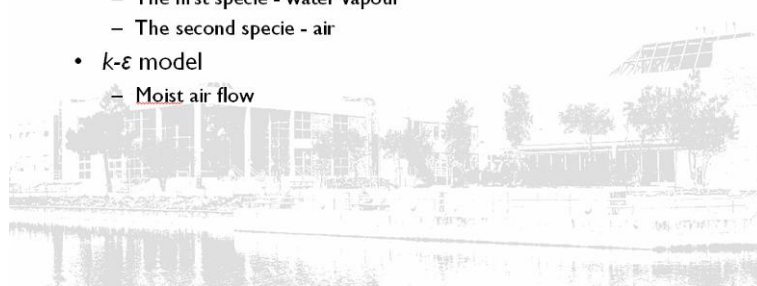
- Water evaporation model
 - Unoccupied pools – Shah correlation
 - Occupied pools – Shah empirical correlation
 - Occupied pools – ASHRAE correlation for high occupants pool
- The water evaporation CFD model works quite good, and can be used for 3D CFD modelling
- Water evaporation rate influences
 - Relative humidity distribution very much inside the hall
 - Velocity and temperature distribution not so much for calculating water evaporation rate according to evaporation rate formula



3.3.3 2D CFD-modelling

3D CFD Modelling – FLUENT 6.1.18

- Steady state moist airflow
- Species transport modelling
 - Water vapour mixing with moist air and transport
 - The first specie - water vapour
 - The second specie - air
- k-ε model
 - Moist air flow





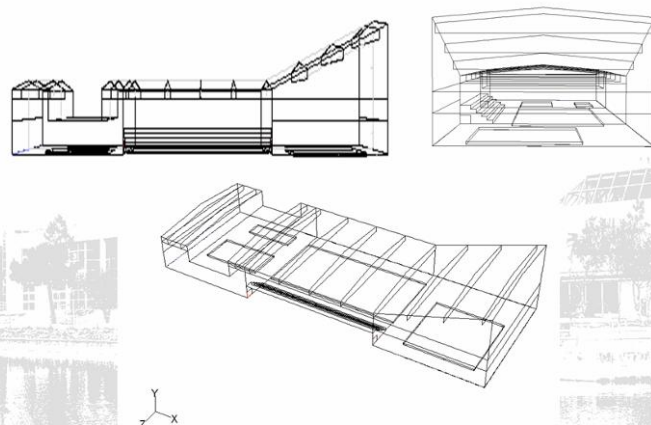
Korsør Svømmehal

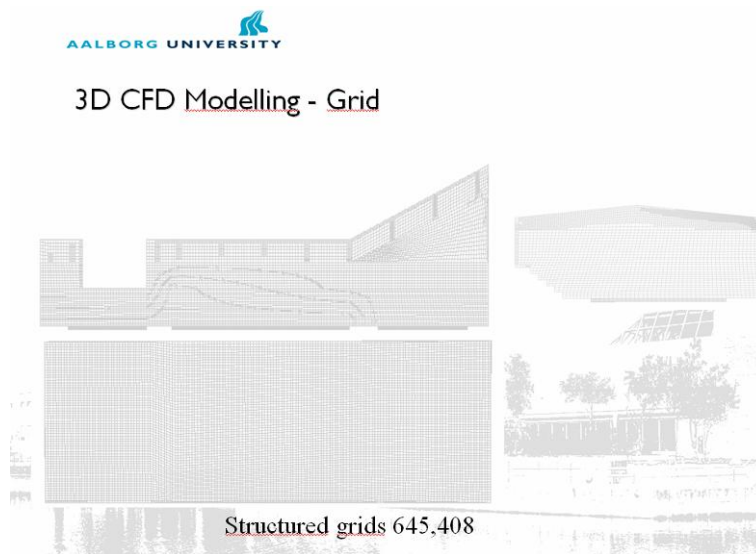


Korsør Svømmehal



3D CFD Modelling - Geometry





AALBORG UNIVERSITY

3D CFD Modelling - Boundary Conditions

- **The inlet moist air**
 - Air flow rate of ventilation system: $18,000 \text{ m}^3/\text{h} = 5 \text{ m}^3/\text{s}$
 - Temperature: $38 \text{ }^\circ\text{C}$
 - Relative humidity: 29%
 - Mass fraction of water vapour in the inlet moist air: 0.0119469
- **The velocity of inlet air**

Inlet	Velocity [m/s]
Inlet1	1.14
Inlet2	0.633
Inlet3	1.327
Inlet4	1.395
Inlet5	0.771

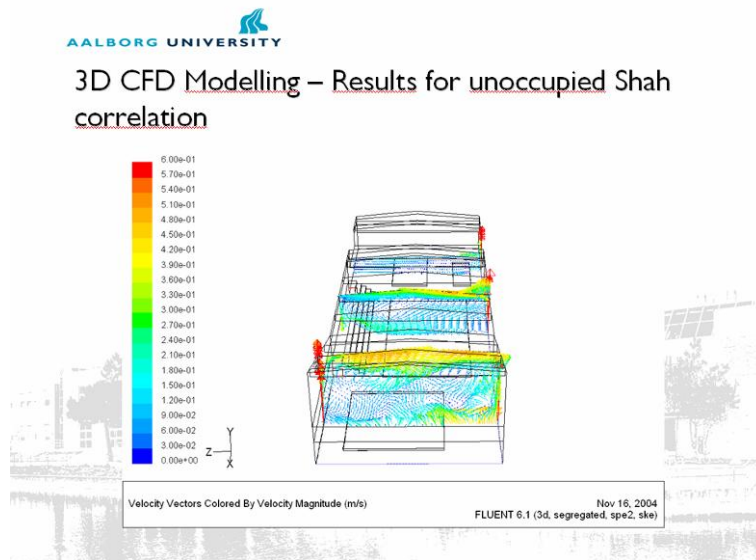
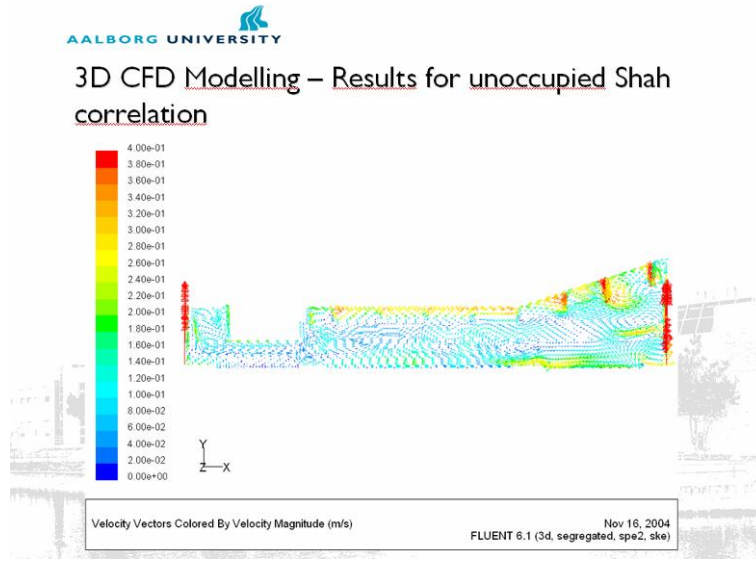
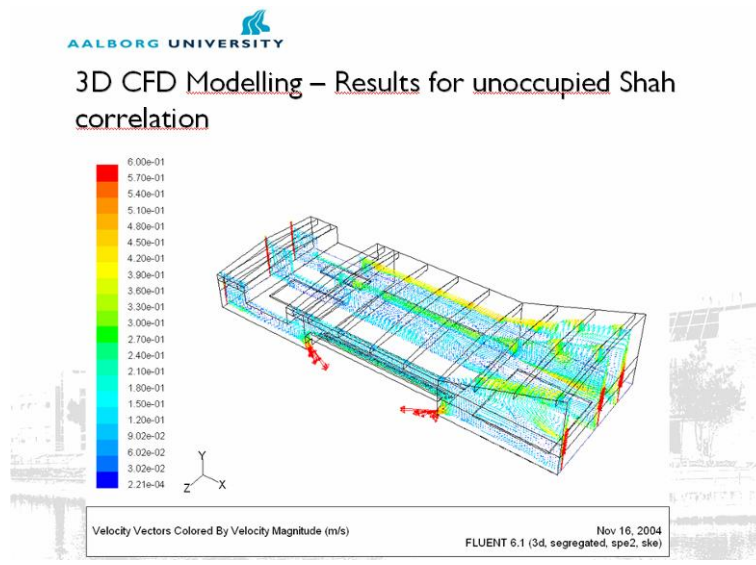
Wall type	Heat flux [W/m ²]	Temperature [°C]
Wall of the hall	-10	
Window	-45	
Glass facade	-45	
Roof	-5	
Wall of the water vapour source zone		28
All the other walls	0	adiabatic

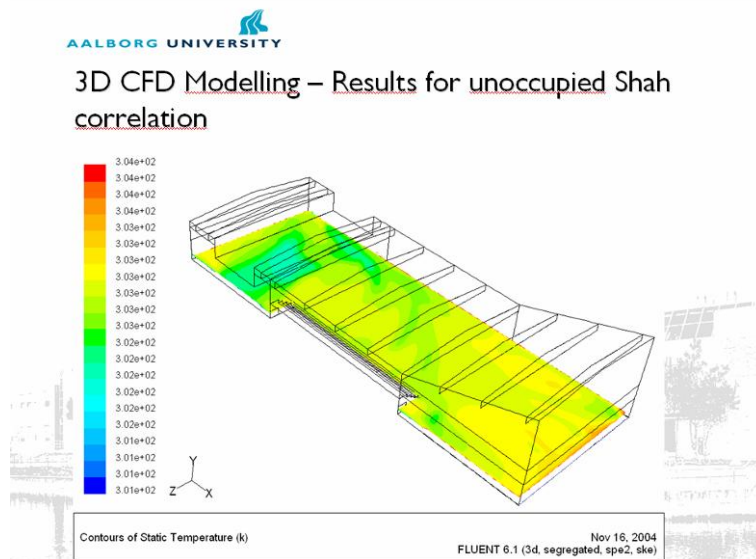
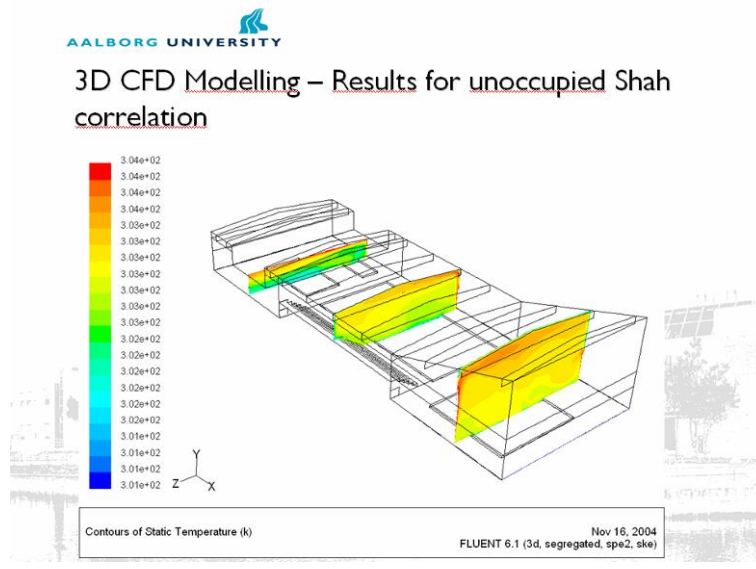
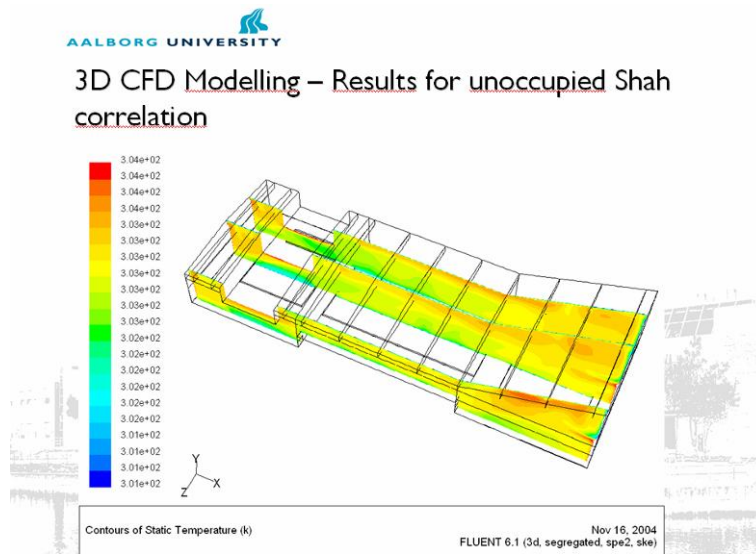
AALBORG UNIVERSITY

3D CFD Modelling – Simulation Cases

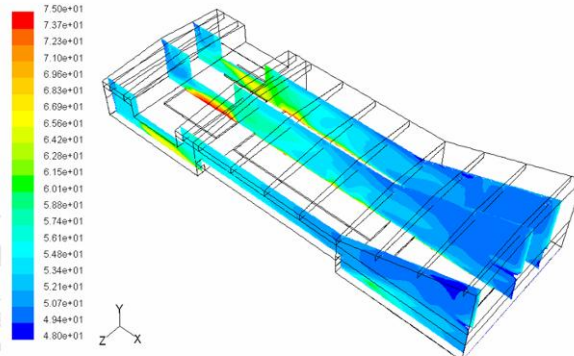
- **Boundary conditions for water vapour source**
- **Evaporation rate calculations based on $T_w = 28^\circ\text{C}$, $T_a = 30^\circ\text{C}$**
- $\phi = 52\%$ for unoccupied pool
- $\phi = 58\%$ for occupied pool

Model	Pool type	Evaporation rate of water vapour source [kg/m ²]
Shah	Unoccupied pool	0.00437
Shah empirical	Occupied pool	0.01057





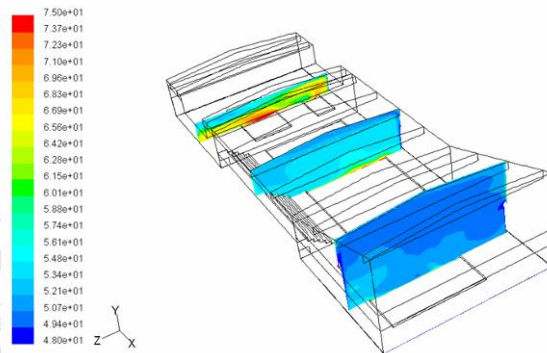
3D CFD Modelling – Results for unoccupied Shah correlation



Contours of Relative Humidity (%)

Nov 16, 2004
FLUENT 6.1 (3d, segregated, spe2, ske)

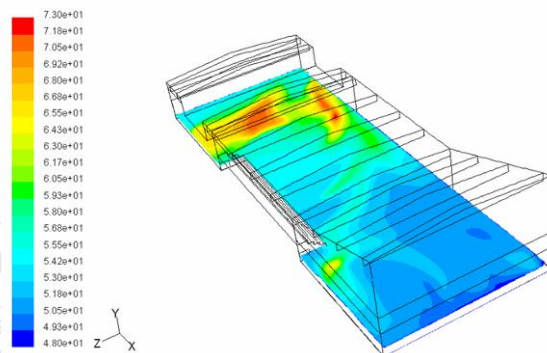
3D CFD Modelling – Results for unoccupied Shah correlation



Contours of Relative Humidity (%)

Nov 16, 2004
FLUENT 6.1 (3d, segregated, spe2, ske)

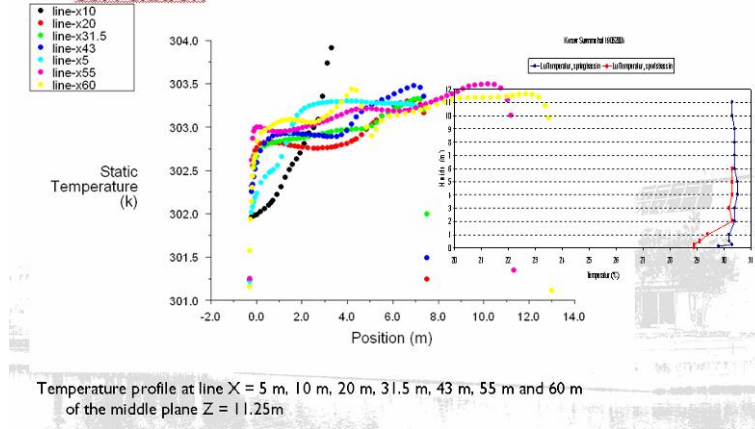
3D CFD Modelling – Results for unoccupied Shah correlation



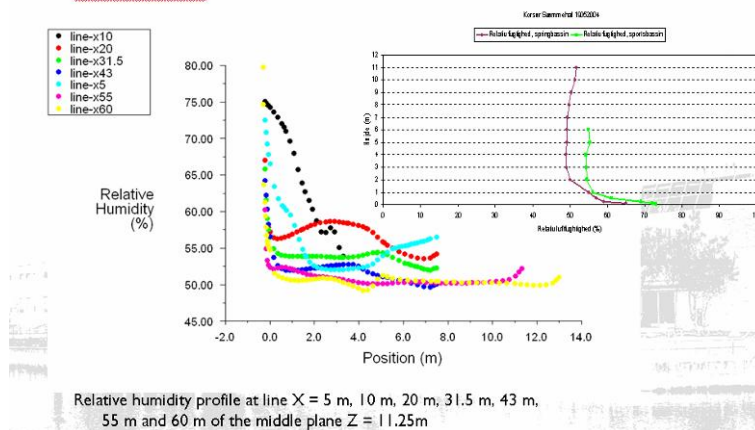
Contours of Relative Humidity (%)

Nov 16, 2004
FLUENT 6.1 (3d, segregated, spe2, ske)

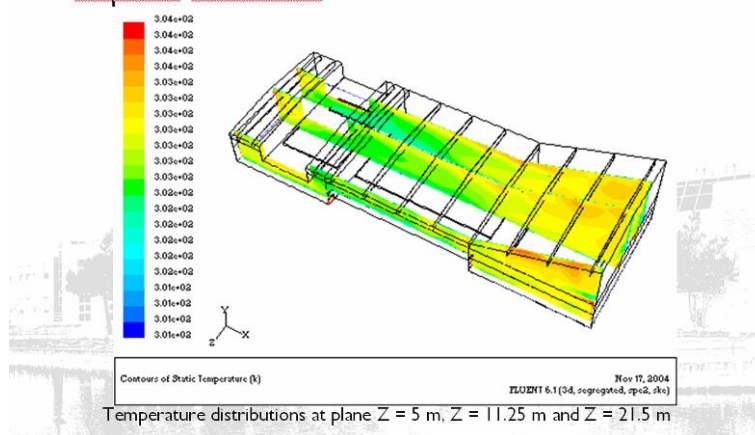
3D CFD Modelling – Results for unoccupied Shah correlation

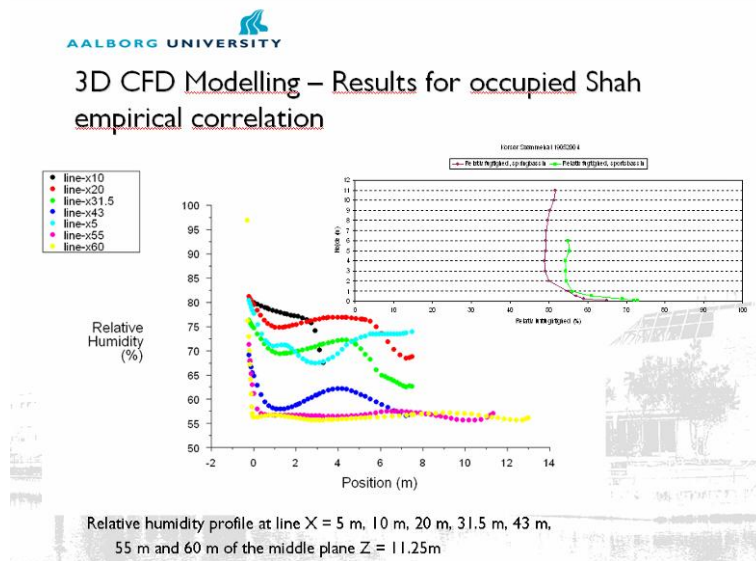
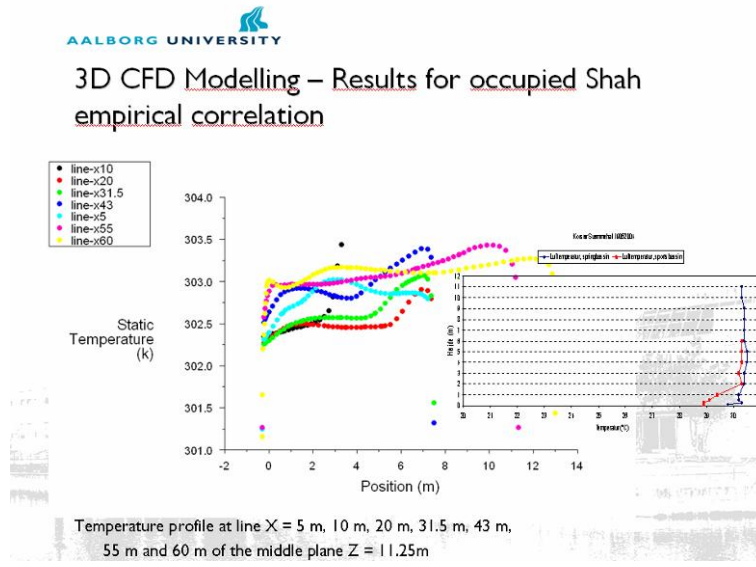
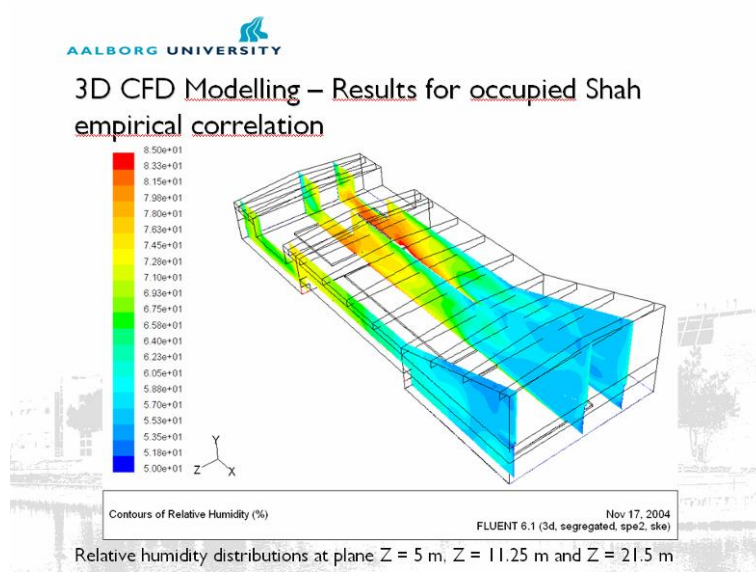


3D CFD Modelling – Results for unoccupied Shah correlation



3D CFD Modelling – Results for occupied Shah empirical correlation





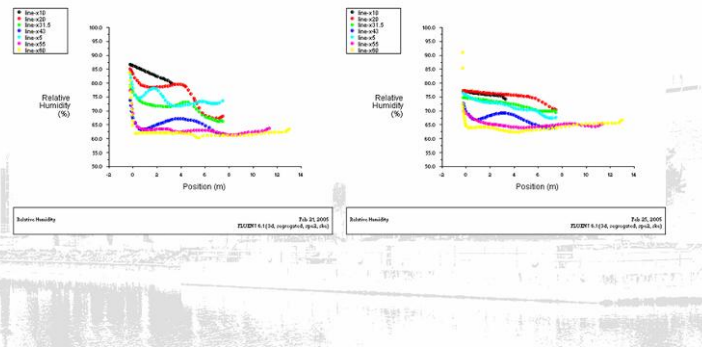
3D CFD Modelling – Additional Cases

- The inlet moist air
 - New Case 1
 - Air flow rate of ventilation system: $0,75 \cdot 18.000 \text{ m}^3/\text{h} = 3,75 \text{ m}^3/\text{s}$
 - Inlet Temperature: 40.6 °C (Temperature Bath 30 °C)
 - Mass fraction of water vapour in the inlet moist air: 0.0119469
 - New Case 2
 - Air flow rate of ventilation system: $18.000 \text{ m}^3/\text{h} = 5 \text{ m}^3/\text{s}$
 - Inlet Temperature: 35.5 °C (Temperature Bath 28 °C)
 - Mass fraction of water vapour in the inlet moist air: 0.0119469

3D CFD Modelling – Humidity Level

Additional Case 1

Additional Case 2



3D CFD Modelling – Comparison Humidity Level

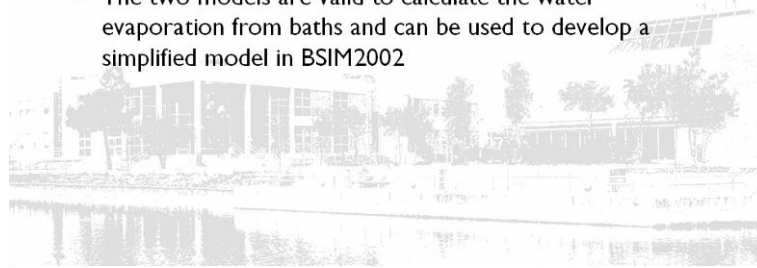
Case	Pool type	Relative humidity			
		Simulation set value for the other three baths	3D simulation results value		
			outlet-left close to teaching bath zone	outlet-right close to spring bath zone	room average value
New case1	Occupied	68%	74.9%	66.3%	68.2%
New case2	Occupied	69%	73.0%	70.3%	68.3%

3.3.4 Konklusion



Conclusions

- The CFD results of the two water evaporation models are quite good agreement with the measurement results
 - Shah correlation for unoccupied pool
 - Shah empirical correlation for occupied pool
- The two models are valid to calculate the water evaporation from baths and can be used to develop a simplified model in BSIM2002



4 Simulering af energirigtig ventilation: BSim

Projektering af svømmehaller sker i dag hovedsageligt gennem anvendelse af empirisk viden, som ofte er omsat til håndregler. Mange af disse håndregler er meget velovervejede, men baserer sig på eksisterende viden om drift og ikke på behovsanalyser. Dertil kommer at antagelser om, hvorledes driften vil udvikle sig, også er baseret på erfaring alene. Der eksisterer ingen dokumenterede undersøgelser, hvor driften er søgt optimeret gennem anvendelse af simuleringstvækketøjer.

Styring og regulering er et kraftigt redskab til at nedsætte energiforbruget i Svømmehaller, hvad enten der er tale om regulering af belysningen, ventilationsanlægget, vandbehandlingen, etc. Det er imidlertid meget vanskeligt at kortlægge de optimale reguleringsforhold, da der ikke findes mulighed for at simulere og sammenligne driftsforhold, energiforbrug og indeklime ved forskellige påvirkninger og driftsstrategier.

Udover styrings- og reguleringsområdet er en anden vigtig parameter, hvilke varmegenvindings- og opvarmningsmetodikker der anvendes i ventilationsaggregatet. Anvendelse af varmepumper er ret udbredt især på grund af effektiviteten i en varmepumpes effektivitet under de aktuelle driftsbetingelser. Styringen af varmepumpen har imidlertid været genstand for megen debat om, hvorvidt de anvendte styringer er optimale, og om det overhovedet er økonomisk rentabelt at anvende varmepumper.

Projektet har haft to fokusområder, der drifts- og reguleringsmæssigt har stor indvirkning på hinanden, nemlig:

- at beskrive, udvikle og implementere styrings- og reguleringsstrategier i programpakken BSim /X/, således at BSim kan benyttes til at analysere og forbedre driftsøkonomien på ventilationsanlæg i svømmehaller gennem realistiske, samt
- at udvikle og implementere simple modeller for styring af varmepumpeanlæg, med henblik på at kunne analysere energimæssige og økonomiske konsekvenser ved anvendelse af varmepumper i ventilationsanlæg til svømmehaller.

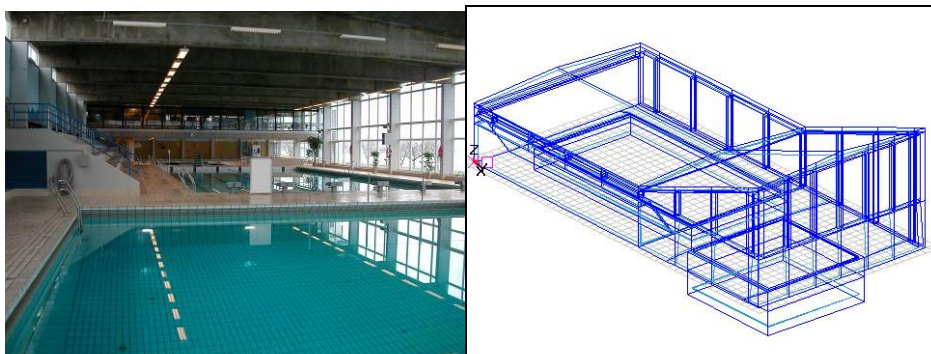
4.1 Principiel opbygning af beregningsmodel

Med tidligere versioner af BSim har det ikke været muligt at simulere svømmehaller. Der er derfor blevet udviklet en række modeller, som er specielle for svømmehaller i forhold til andre bygninger:

- model for vandbassin
- model for fordampningen fra bassinet som funktion af temperatur og antal personer
- model for ventilationsanlæg og regulering, som kan simulere de almindeligste reguleringsformer
- simpel model for varmepumpe til støtte for opvarmning af ventilationsluft

Modellerne er beskrevet i det følgende.

Gennem udviklingen af de nye modeller, er programmet løbende blevet afprøvet hos Alectia A/S (tidligere: Birch og Kroghoe A/S) og på SBi. Hovedgrundlaget for afprøvningen har været forskellige BSim modeller af Korsør svømmehal, som der har foreligget beskrivelser af og målinger på, se **Figur 4.1**.



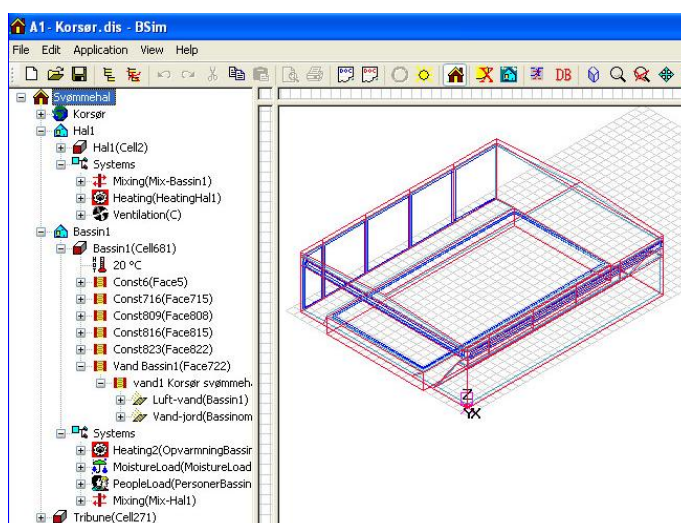
Figur 4.1. Foto og BSim model af Korsør svømmehal. Svømmehallen rummer flere bassiner, men i de fleste modelvarianter er der kun regnet med det store "normalbassin" i baggrunden af billedet.

4.1.1 Model for vandbassin

Ved opbygningen af en svømmehalsmodel må bassinet defineres som tilhørende sin egen termiske zone, mens halrummet, hvori bassinet befinder sig, defineres som en anden termisk zone, se **Figur 4.2**.

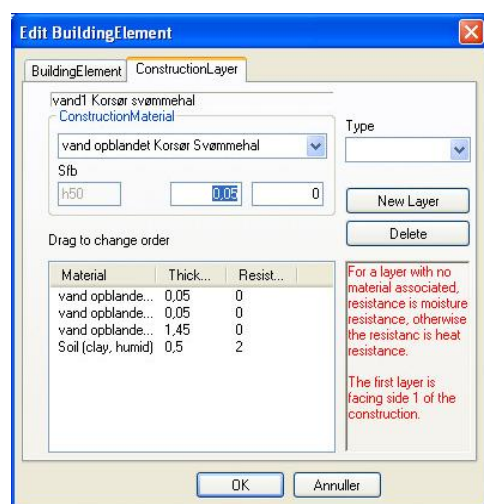
Bassinzonen skal defineres med et vist luftvolumen (over vandoverfladen), og varme- og fugtudvekslingen mellem zonerne (vandet og luften) beskrives ved en "mixing".

Mixingen angiver, hvor stor en luftoverføring der antages at være mellem de to zoner, og afhænger primært af bassinarealet. Erfaringerne har vist, at den bør tildeles en relativ stor værdi, fx svarende til et luftskifte i hallen på $0,2 - 1,0 \text{ h}^{-1}$.

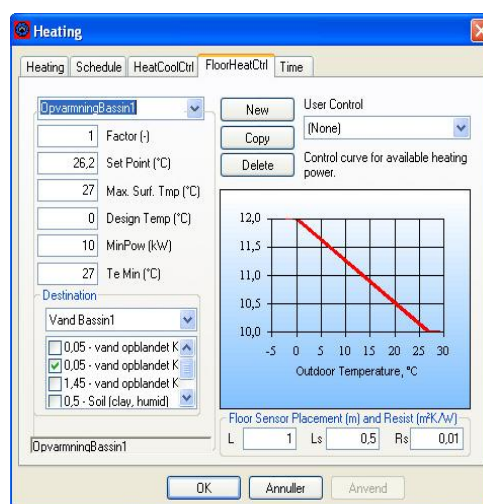


Figur 4.2. Forenklet model af Korsør Svømmehal, hvor kun det ene bassin er medtaget. Af træstrukturen til venstre fremgår de valgte termiske zoner samt systemerne for hver zone.

Vandbassinet defineres som en konstruktion, hvor mindst ét af lagene er vand. Tykkelsen af vandlaget skal totalt være lig med vanddybden i bassinet. Opvarmningen af vandet sker i princippet i et bestemt niveau (ligesom ved gulvvarme midt i et lag af en konstruktion), og derfor vil det normalt være nødvendigt at dele vandlaget i flere lag, således at man kan angive det ønskede niveau, jf. Figur 4.3 og Figur 4.4. Opvarmningen af bassinvandet sker i praksis dels ved varmeoverførsel fra luften og dels ved opvarmning gennem varmeveksler i teknikrummet. Da det opvarmede vand ledes ind i bassinet med en vis hastighed, sker varmeoverførslen til hele vandvoluminet hurtige end ved normal varmeledning. Derfor tildeles vandet en højere varmeledningsevne end den faktiske (i beregninger er den sat til 10 W/mK imod den fysiske, der har størrelsesorden 0,6 W/mK). Det bemærkes, at vandet også mister varme pga. fordampningen fra overfladen, se afsnit 4.1.2 om fordampningsmodeller side 41.



Figur 4.3. BSim dialog for definition af lag i en konstruktion, der definerer vandet i et svømmebassin. Her er den samlede vanddybde delt i flere lag, således at det er muligt at definere, hvor varmeafgivelsen til vandet sker.



Figur 4.4. BSim dialog for opvarmning af vandet i svømmebassin. Her benyttes systemet Heating2 med reguleringen floorheating, og varmeafgivelsen defineres på samme måde, som i gulvvarme. Varmen afgives i midten af det valgte lag i konstruktionen.

4.1.2 Praktiske modeller for vandfordampning

På grundlag litteraturstudier og et ph.d. studie ved Aalborg Universitet vedrørende fordampningsmodeller /4/ og efterprøvning af nogle af disse gennem CFD-beregninger /5/, er der udvalgt de fordampningsmodeller, som findes bedst egnet til implementering i BSim. Der anvendes forskellige modeller med og uden personer i bassinet:

4.1.2.1 Bassin uden personer

For stillestående bassinvand anvendes en formel udviklet af Shah /6/ ud fra analogien mellem varmetransport og massetransport:

$$E = C\rho_w(\rho_a - \rho_w)^{\frac{1}{3}}(W_w - W_a)$$

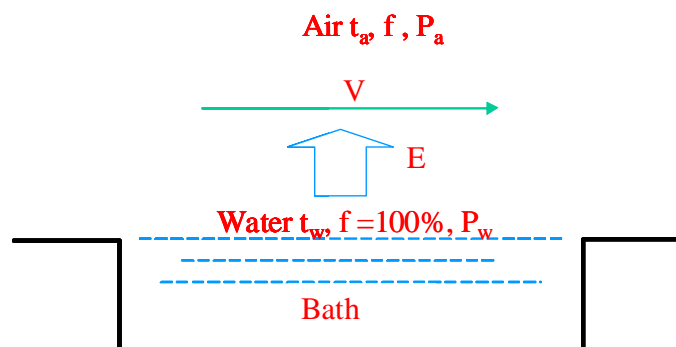
hvor C er en konstant som afhænger af den absolutte forskel mellem $|\rho_a - \rho_w|$

For $|\rho_a - \rho_w| > 0,02$: $C=35$

For $|\rho_a - \rho_w| < 0,02$: $C=40$

ρ er densitet af luften [kg/m^3]

W er luftens specifikke vandindhold [$\text{kg vanddamp/kg luft}$]



Figur 4.5. Skitse til model for vandfordampning.

4.1.2.2

4.1.2.3 Eksempel

Evaporation rate calculations based on $T_w=26^\circ\text{C}$, $T_{air}=28^\circ\text{C}$, $\phi=60\%$
 $0.003036 \text{ kg/m}^2\text{s}$

4.1.2.4 Bassin med personer

For bassin med personer afhænger fordampningen af bassinarealet pr. person:

$$\text{Hvis } A/N < 4.5 \quad E = 2.5 \cdot E_0$$

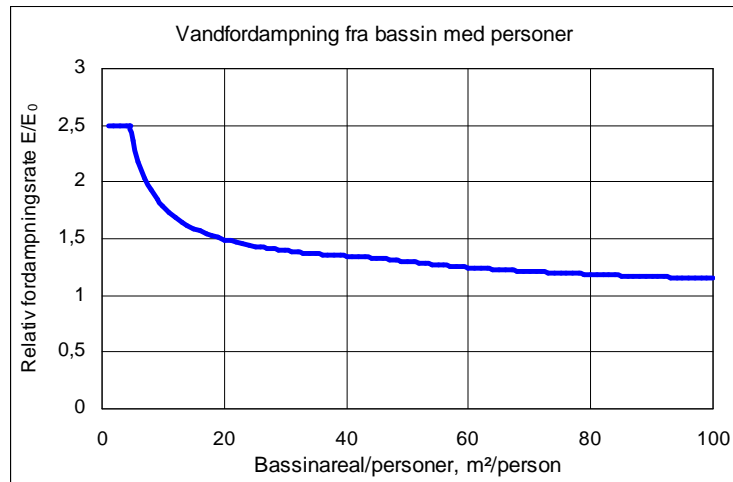
$$\text{Hvis } A/N > 45 \quad E = E_0 \left(14.85 \frac{N}{A} + 1 \right)$$

$$\text{ellers} \quad E = E_0 \left(5.85 \frac{N}{A} + 1.2 \right)$$

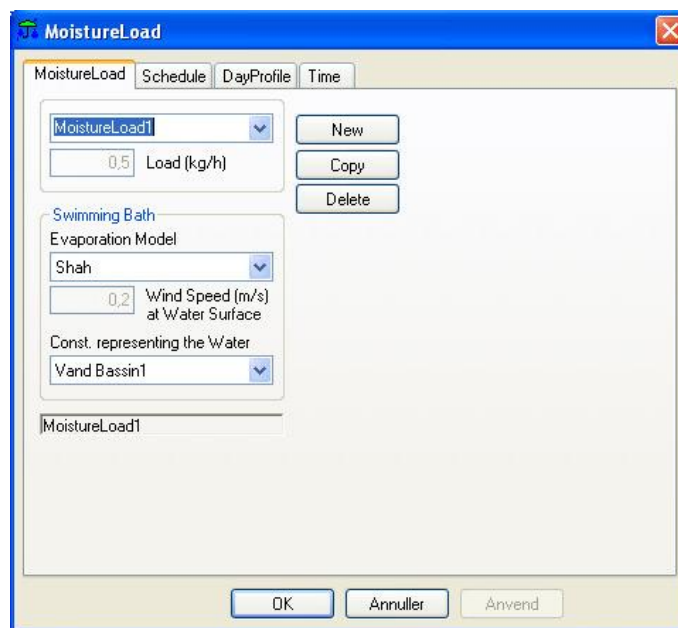
E_0 er fordampningsraten fra bassin uden personer

A er overfladearealet af bassinet

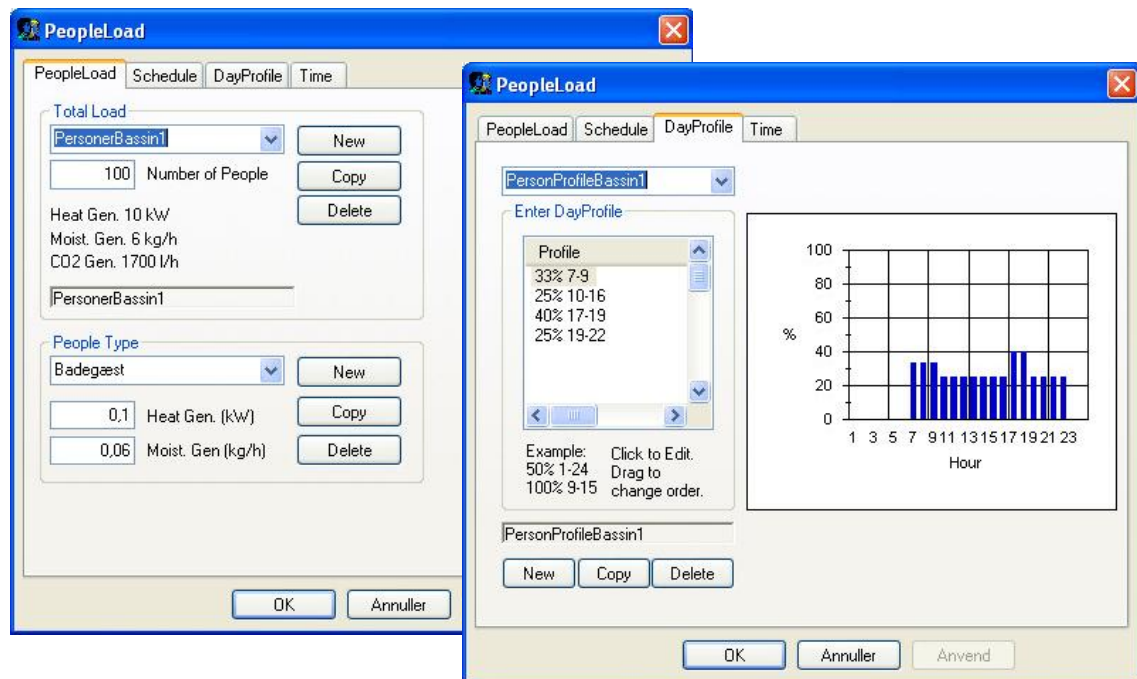
N er antallet af personer i bassinet



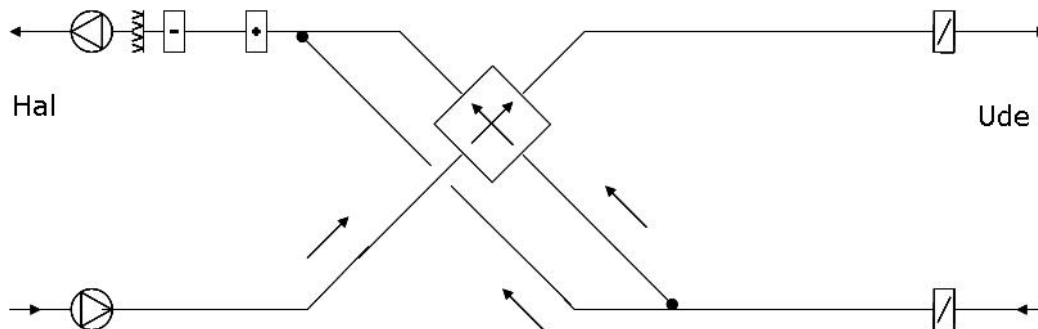
Figur 4.6.



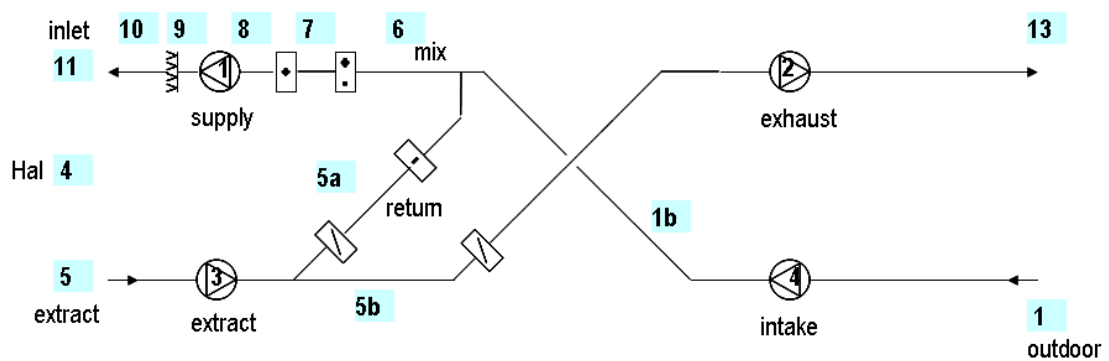
Figur 4.7. BSim dialog for fordampningsmodel for bassin.



Figur 4.8. Dialoger for definition af personbelastning og døgnprofil i bassinzonen



Figur 4.9. Diagram for eksisterende ventilationsmodel i BSIm.



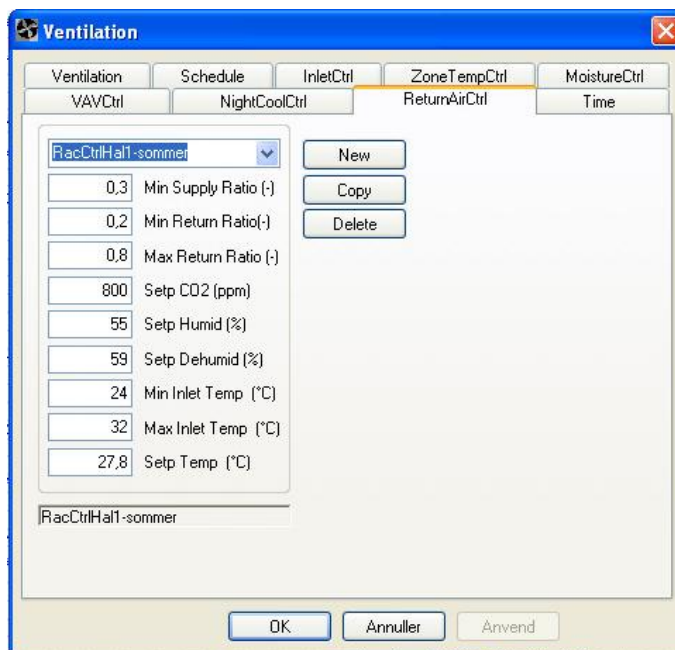
Figur 4.10. Diagram for ny ventilationsmodel med recirkulationsstyring.

Numrene i **Figur 4.10** refererer til den generelle beskrivelse af lufttilstande i anlæg og bygning.

Recirkulering (Returnair) kan regulere på tilstanden i zonen ved:

- at ændre på graden af returluft (forholdet ml. luftmængder 5a/11)
- ændre på (samlet) indblæsningsluftmængde (11)
- på befugter (9→10)
- på affugter (køleflade) (6→7)

4.1.3 Inddata til ventilationsanlæg



Figur 4.11. Dialog i BSim for data til ReturnAirCtrl.

Tabel 4.1. Inddata til recirkulation: ReturnairCtrl

Parameter	Beskrivelse	Varianter / interval, enhed
MinSupplyRatio	nedre værdi for andel af nominal indblæsningsluftmængde. Forholdet mellem SupplyAir og Exhaust bibeholdes konstant, når Supply ændres	0-1,0
MinReturnRatio	nedre grænse for recirkuleret luft (i forh. t. Supply)	0-1,0
MaxReturnRatio	øvre grænse for recirkuleret luft (i forh. t. Supply)	0-1,0
SetP CO ₂	øvre grænse for CO ₂ indhold i zonen	ppm
SetPHumid	nedre grænse for relativ luftfugtighed i zonen	%
SetPDehumid	øvre grænse for relativ luftfugtighed i zonen	%
MinInletTemp	nedre grænse for indblæsningstemperatur	°C
MaxInletTemp	øvre grænse for indblæsningstemperatur	°C
SetPTemp	ønsket værdi for operativ temperatur i zonen	°C

4.1.4 Reguleringsprioritet:

1. CO₂
2. fugt
3. temperatur

4.2 Regulering af CO₂

Hvis SetPCO₂ > OutdoorAir CO₂  ingen regulering

4.2.1 Første tidsstep:

værdi i zonen (4) under SetPCO₂: ingen regulering

værdi i zonen (4) over SetPCO₂: regulering

1. hvis ZoneAirCO₂ > OutdoorAir CO₂: reduktion af ReturnRatio
2. når/hvis ReturnRatio=MinReturnRatio: øgning af SupplyRatio

4.2.2 Efterfølgende tidsstep:

værdi i zonen (4) under SetPCO₂: regulering

1. forøgelse af ReturnRatio
2. når/hvis ReturnRatio=MaxReturnRatio: reduktion af SupplyRatio

værdi i zonen (4) over SetP CO₂: regulering

1. hvis ZoneAirCO₂ > OutdoorAir CO₂: reduktion af ReturnRatio
2. når/hvis ReturnRatio=MinReturnRatio: øgning af SupplyRatio

Intern parameter: beregn MinOutdoorAir for at opnå SetPCO₂ (mindste udeluftsmængde for at holde CO₂ indholdet under SetP CO₂).

4.3 Regulering af fugt

Omregning af SetPHumid og SetPDehumid til værdier af absolut luftfugtighed ved SetPTemp.

Beregn tilstand for blæsningsluften:

$$t\text{-mix} = t_{\text{outlet}} \times \text{returnRatio} + t_{\text{intake}} \times (1 - \text{ReturnRatio})$$

x-mix = ...

Beregn indblæsningstemp. t-inlet ved passage af genvinder med evt. tvungen genvinding (hvis MinHeatRec > 0) og ved passage af ventilator:

$$t\text{-inlet} = t\text{-mix} + +$$

Sammenlign t-inlet med MinInletTemp og MaxInletTemp

Hvis $t\text{-inlet} < \text{MinInletTemp}$: forøg temperaturen i varmefladen til MinInletTemp (dog ikke mere varme end MaxPow)

Hvis $t\text{-inlet} > \text{MaxInletTemp}$: Dette tilfælde gemmer vi lidt i første gennemløb!

A: Indblæs med $t_x = (t\text{-inlet}, x\text{-mix})$

Beregn den resulterende rumtilstand t_z, x_z

Hvis det absolutte fugtindhold i zonen er over SetPHumid og under SetPDehumid : *ingen regulering*

BEFUGTNING

Hvis værdi i zonen x_z under SetPHumid :

regulering

(0. øgning af ReturnRatio – kan næppe blive aktuelt)

1. beregn mætningsindholdet af vanddamp $x\text{-mæt}$ ved $t\text{-inlet}$
2. beregn det fugtindhold i indblæsningsluften $x\text{-inlet1}$, der netop giver et fugtindhold i rumluften (x_z) på SetPHumid
3. *hvis* $x\text{-inlet1} < x\text{-mæt}(t\text{-inlet})$
4. befugt luften til $x\text{-inlet1}$
5. *ellers*, (*hvis* $x\text{-inlet1} > x\text{-mæt}(t\text{-inlet})$)
6. beregn den temperatur $t\text{-inlet1} = t\text{-mæt}(x\text{-inlet1})$ på mætningskurven, der svarer til $x\text{-inlet1}$
7. beregn hvilken $t\text{-inlet2}$, der giver den ønskede SetpTemp i zonen
8. *hvis* $t\text{-inlet1} < t\text{-inlet2}$
9. sæt indblæsningstemperaturen op til $t\text{-inlet1}$
10. befugt luften til $x\text{-inlet1}$
11. *ellers*, *hvis* $t\text{-inlet1} > t\text{-inlet2}$
12. beregn fugtindholdet $x\text{-mæt2}(t\text{-inlet2})$ på mætningskurven ved $t\text{-inlet2}$
13. forøg luftmængdefaktoren SupplyAirRatio med faktoren $x\text{-inlet1}/x\text{-mæt2}$, dog ikke større end 1,0.
14. sæt indblæsningstemperaturen op til $t\text{-inlet2}$
15. befugt luften til $x\text{-inlet2} = x\text{-mæt}(t\text{-inlet2})$
16. Tilbage ved **A** (temperaturstigning i genvinder og ventilator antages at være som før): Indblæs den nye luftmængde med tilstanden $t\text{-inlet}, x\text{-inlet}$

AFFUGTNING

Hvis værdi i zonen x_z over SetPDehumid :

regulering

1. *hvis* $\text{ZoneAirHum} > \text{OutdoorAirHum}$: reduktion af ReturnRatio
2. når/*hvis* $\text{ReturnRatio} = \text{MinReturnRatio}$: øgning af SupplyRatio
3. når/*hvis* $\text{SupplyRatio} = 1$: start køleflade for affugtning (6→7)

4.4 Regulering af temperatur

Værdi i zonen (4) er mindre end (ZoneAirTemp – DeltaT):

4.4.1 Regulering

1. start varmefflade indtil ZoneAirTemp=SetPTemp (7→8)
2. start radiator indtil ZoneAirTemp=SetPTemp

Værdi i zonen (4) er større end (ZoneAirTemp + DeltaT):

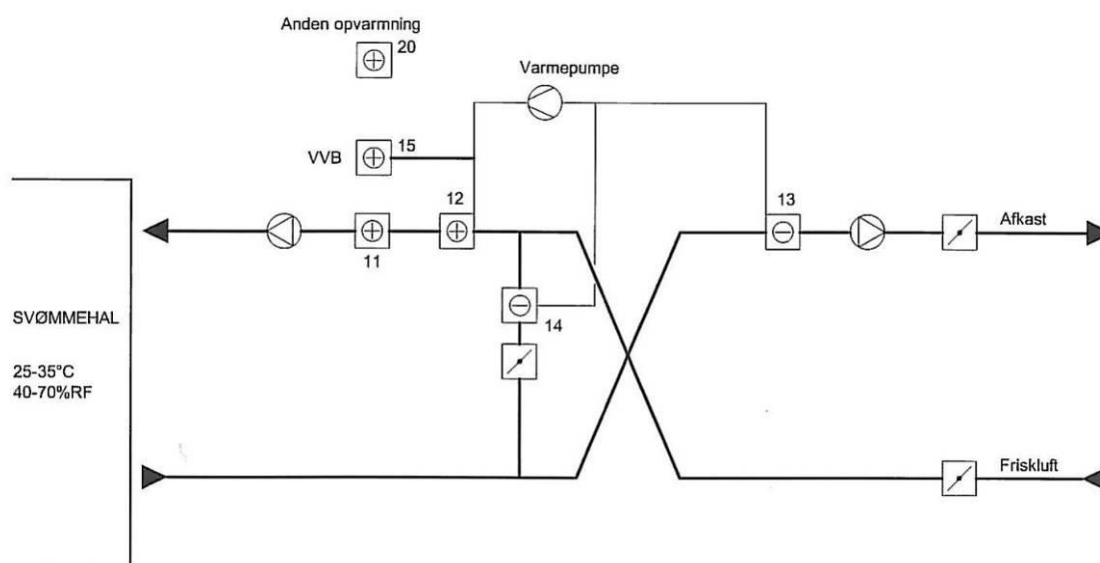
4.4.2 Regulering

1. hvis ClCoil > MaxCoolPower (negativ): forøg køleydelsen (6→7)
2. hvis zonen fugtighed herved kommer under SetPHumid: start befugter (9→10)

4.5 Anvendelse af BSim: muligheder og begrænsninger

4.6 Varmepumpe i BSim

Da der i en periode blev installeret en del varmepumper i svømmehaller, har det været projektets mål at udvikle og implementere en simpel varmepumpemodell i BSim, således at man kan analysere indflydelsen på det samlede energiforbrug.



Figur 4.12. Principdiagram for anvendelse af varmepumpe i kombination med ventilationsanlægget i BSim. I den aktuelle model er varmepumpens fordamper placeret i afkastluften (exhaust air, 13), hvorfra den overfører varme til kondensatoren i indblæsningsluften (supply air, 12). Modellen er forberedt for at varmepumpen kan overføre varme til varmt brugsvand.

4.7 Eksempel på anvendelse af BSim



Figur 4.13.

5 PSO 2003 Ventilation og varmepumper i svømmehaller

5.1 Rødby Svømmehal, varmepumpeanlæg

Anlægget i Rødby Svømmehal blev gennemgået 2004.05.26 af Claus S. Poulsen (Teknologisk Institut) og Niels Radisch (Rambøll) som en del af ovennævnte projekt. Gennemgangen var aftalt med formanden for svømmehallen – Jens Peter Jensen.

Svømmehallen

Hallen er taget i brug i 1977 med:

- 25*12,5 m bassin, d= 1,2-1,9 m (27°C)
- 12,5*6,5 m basin, d= 0,9 m (ca. 28 °C)
- Åbningstider 7-20
- Energimåling på fjernvarme og el

5.1.1 Ventilation

Ventilationsanlægget er fælles for hele svømmehallen (incl. omklædning). Der er kun varmegenvinding med varmepumpe – anlæg er renoveret i 1992. En mindre del af luften recirkuleres. Varmegenvindingsfladen (køleflade/fordamper) er placeret før recirkulationsspjældet (både recirkuleret luft og afkastluft køles). Der sker en slutopvarmning af luften med fjernvarme i en varmeplade til hallen hhv. omklædningsrummene.

Der er installeret nye axialventilatorer, der efterfølgende er nedreguleret med frekvensomformere, i 2000.

5.1.2 Varmt brugsvand

På brugsvandssiden er den eksisterende varmtvandsbeholder reduceret til at være lagerbeholder. Forvarmning af vandet sker i en pladeveksler ved varmepumpen.

Vandet cirkuleres mellem veksleren og beholderen af en Grundfos UPS 25-80, trin 3 (mærkeeffekt 245 W). Vandet efteropvarmes i en pladevarmeveksler med fjernvarme.

5.1.3 Varmepumpeanlægget

Anlægget udnytter energien fra afkastluften til forvarmning af brugsvand og til opvarmning af friskluft til ventilationsanlægget.



Varmepumpen - kompressor: Bitzer 4P-15.2Y med kølemiddel: R407C

Forvarmning af vandet sker i en pladeveksler ved varmpumpen – vandet cirkuleres mellem veksleren og beholderen.

Som det fremgår af billedet er ingen af rørene på varmpumpesiden isolerede, hvilket giver unødvendige systemtab.

Ved besigtigelsen kunne følgende registreres:

5.1.4 Ventilationsside

TC = 48,6°C (kondenseringstemperatur/dew point – beregnet ud fra tryk aflæst på manometer)

T0 = 5,0°C (fordampningstemperatur/dew point – beregnet ud fra tryk aflæst på manometer)

Tuk = 39°C (kølemiddeltemperatur ud af kondensator)

Tsug = 22°C (kølemiddeltemperatur ind i kompressor)

Ttr = 83°C (kølemiddeltemperatur ud af kompressor/trykrør)

Toh = 18°C (kølemiddeltemperatur ud af fordamper)

Lufttemperaturer over fordamper 28-29°C → 20-21°C

Lufttemperaturer over kondensator 20-21°C → 33-35°C (dvs. stor recirkulation af luften)

5.1.5 Brugsvandsside

På brugsvandsveksleren blev målt følgende temperaturer (overflade på rør):

Brugsvand 37 → 42°C

Kompressoren kan reguleres i to trin 50/100 %. Ved besigtigelsen kørte anlægget med begge trin koblet ind. De følgende beregninger er gennemført på kompressormodel 4PC-15.2Y, da den anvendte model ikke forefindes i nyeste beregningssoftware fra kompressorfabrikanten.

Fuld kapacitet (100% ~ 4 cyl-drift):

Fra kompressorkatalog fås med de registrerede temperaturer og tryk:

Kuldeydelse = 41,9 kW

Power input = 11,22 kW

VP, ydelse = 49,4 kW

Hermed fås anlæggets varmepumpe COP (COP_HP) = $49,4 / 11,2 = 4,4$

Lav kapacitet (50% ~ 2 cyl-drift):

Fra kompressorkatalog fås med de registrerede temperaturer og tryk:

Kuldeydelse = 21,0 kW

Power input = 5,96 kW

VP, ydelse = 25,1 kW

Hermed fås anlæggets varmepumpe COP (COP_HP) = $25,1 / 5,96 = 4,2$

Det skal naturligvis her noteres, at det må forventes at de registrerede temperaturer og tryk vil ændre sig, når der skiftes kapacitetstrin, men det var ikke umiddelbart muligt at foretage kontrol af disse størrelser ved besøget.

5.1.6 Årsvirkningsgrad for anlægget

Udover tryktab over varmepladernes sekundærsider (luft og vand) ligger der nogle interne tab i systemet pga. tryktab i rør og komponenter samt manglende isolering.

Det vurderes at den realiserede virkningsgrad i varmepumpen herefter ligger 15-20 % under de ovenfor nævnte katalogværdier.

Endvidere er der med de relativt høje udetemperaturer ved besigtigelsen tale om driftsforhold bedre end gennemsnittet. Årsvirkningsgraden vurderes at ligge på ca. 3,4 – 3,7

5.1.7 Mulige forbedringer i varmepumpeanlægget:

Anlæggene er undersøgt for at afklare varmepumpers funktion generelt. Imidlertid er anlæggene nedslidte og derfor må det anbefales at foretage en overordnet vurdering af de samlede tekniske anlæg, førend en renovering igangsættes.

Som en del af PSO-projektet er, på trods af anlæggenes tilstand, opstillet følgende optimeringsmuligheder:

5.1.8 Ny styring baseret på frekvensomformer

Denne løsning vil sikre en COP i omegnen af 4,2 - 4,4 i hele kompressorens driftsområde – altså ca. samme effektivitet som i fuldlast beregningen tidligere. Hvor stor en økonomisk gevinst der kan opnås kan med følgende forudsætninger beregnes:

Nuværende system:

Forudsætninger for driftsprofil i dag:

Driftstid varmepumpe vurderes til 11 md., hvoraf 6 md. køres 100% og 5 md. køres 50%:

Driftstimer VP 50% = $5/12 \times 8760 = 3.650$ timer / år

Driftstimer VP 100% = $6/12 \times 8760 = 4.380$ timer / år

Ydelse (50%) = 3.650 timer \times $25,1$ kW = 91.615 kWh

Ydelse (100%) = 4.380 timer \times $49,4$ kW = 216.372 kWh

Anvendes en vurderet årlig energieffektivitet på anlægget på 3,5 fås følgende:

Beregnet årligt energiforbrug = $(91.615 + 216.372 \text{ kWh}) / 3,5 = 87.996$ kWh

Med en elpris på 0,99 kr./kWh kan de årlige omkostninger til drift af varmepumpen beregnes til: 87.116 kr.

Med opdateret styring:

Installeres frekvensomformer på anlægget, vil regnestykket se således ud med en forventet årlig energieffektivitet på 4,3:

Beregnet årligt energiforbrug = $(91.615 + 216.372 \text{ kWh}) / 4,3 = 71.625$ kWh

Med en elpris på 0,99 kr./kWh kan de årlige omkostninger til drift af varmepumpen med ny styring beregnes til: 70.909 kr.

Altså en beregnet årlig besparelse med de gjorte forudsætninger på kr. 16.207. Investeringen i den nye styring forventes at ligge i omegnen af kr. 70.000, altså en simpel tilbagebetalingstid på omkring 4,3 år.

Et andet interessant regnestykke er sammenligningen af fjernvarme og varmepumpe. Den beregnede årlige energilevering fra varmepumpen på $91.615 + 216.372 \text{ kWh} = 307.987 \text{ kWh}$ ville med fjernvarme beløbe sig til $307.987 \text{ kWh} \cdot 0,42 \text{ kr./kWh} = 129.354 \text{ kr./år}$. Dette giver i alt en driftsbesparelse ved anvendelse af varmepumpen med den opdaterede styring på ca. 58.445 kr./år. Med andre ord – ud for de givne forudsætninger er det en rigtig fornuftig ide at køre med varmepumpen i denne svømmehal.

5.1.9 Større varmeplader

Det vurderes ud fra den gennemførte besigtigelse, at fordamper og kondensator umiddelbart er dimensioneret fornuftigt. Det kan dog ud fra observationerne ikke konkluderes hvorvidt anlæggets overordnede dimensionering passer til varmebehovet i svømmehallen.

5.1.10 Flytning af køleflade (fordamper) og indsætning af ny affugtningsflade (fordamper)

Som det er nu nedkøles den luft, der skal recirkuleres. Den skal herefter genopvarmes, hvilket giver unødvendigt arbejde til varmepumpen.

Fordamperfladen bør flyttes til afkastluften og, for at affugte den recirkulerede luft (hvis nødvendigt), placeres en ny fordamperflade ved recirkulationsspjældet (der er ikke plads pt).

5.1.11 Krydsvarmeveksler

En reduktion af elforbruget til varmepumpen kan opnås ved at indsætte en luft/luft varmeveksler i anlægget. Dette vurderes dog ikke at være muligt med de pladsforhold, der er på stedet (disse ting er beskrevet i en tilstandsvurdering foretaget af Rambøll i 2002).

5.2 Maribo Svømmehal, varmepumpeanlæg

Anlægget i Maribo Svømmehal blev gennemgået 2004.05.26 af Claus S. Poulsen (Teknologisk Institut) og Niels Radisch (Rambøll) som en del af ovennævnte projekt. Ved gennemgangen deltog bademester Ib Rasmussen og driftschef Henrik Jørgensen.

Svømmehallen

Hallen er taget i brug 1977 med:

- svømmebassin 25*12,5 m, d= 1,35-1,5-3,8 m (28°C)
- undervisningsbassin 12,5*8 m, d= 0,5-0,85 m (28°C – onsdag 32°C)
- Åbningstider 06-21
- Energimåling er fælles for Maribohallerne, dog bimåler (el) på varmepumpen

5.2.1 Ventilation

Et ventilationsanlæg betjener svømmehallen og et andet betjener omklædningen. Ventilationsanlæggene er renoveret i 1997. Der er kun varmegenvinding med varmepumpe – en mindre del af luft recirkuleres.

Der sker en slutopvarmning af luften med fjernvarme i en varmeplade til hallen hhv. omklædningsrummene.

5.2.2 Varmt brugsvand

På brugsvandssiden sker der en forvarmning af vandet i en co-axial varmeveksler ved varmepumpen – vandet cirkuleres mellem veksleren og 2 lagerbeholdere (i alt 4-5000 l).

Herefter sker der en slutopvarmning i en 5000 l beholder (AJVA 9 KK) suppleret af en pladeveksler – begge med fjernvarme. På vej mod bruserne sænkes temperaturen til 38-40°C i et termostatarrangement med 3-vejsventil.

5.2.2.1 Varmepumpeanlægget

Der har fra starten af været varmepumpe i svømmehallen. I 2001 blev den renoveret efter nedbrud.

Anlægget udnytter energien fra afkastluften til forvarmning af brugsvand og til opvarmning af friskluft til ventilationsanlægget.

Som det fremgår af billedet er rørene på varmepumpesiden kun delvist isolerede, hvilket giver unødvendige systemtab.



Varmepumpen - kompressor: Bitzer 6H-35.2Y med kølemiddel: R407C

Ved besigtigelsen kunne følgende registreres:

5.2.2.1.1 Ventilation/varmepumpe

TC = 47,5°C (kondenseringstemperatur/dew point – beregnet ud fra tryk aflæst på manometer)

T0 = 2,8°C (fordampningstemperatur/dew point – beregnet ud fra tryk aflæst på manometer)

Tuk = 35°C (kølemiddeltemperatur ud af kondensator)

Tsug = 16°C (kølemiddeltemperatur ind i kompressor)

Ttr = 69°C (kølemiddeltemperatur ud af kompressor/trykrør)

5.2.2.1.2 Brugsvandsside

På brugsvandsveksleren blev aflæst følgende temperaturer:

Brugsvand (temperaturstigning over veksler) 30 → 40°C

Kompressoren kan reguleres i tre trin 33/66/100 %. Ved besigtigelsen kørte anlægget med to trin og der kunne registreres et strømforbrug på 16,9 kW (registreret vha. elmåler placeret ved anlæg).

Fuld kapacitet (100% ~ 6 cyl-drift):

Fra kompressorkatalog fås med de registrerede temperaturer og tryk:

Kuldeydelse = 89,3 kW

Power input = 26,1 kW

VP, ydelse = 105,7 kW

Hermed fås for anlæggets varmepumpe COP (COP_HP) = 105,7 / 26,1 = 4,0

Aktuel kapacitet (66% ~ 4 cyl-drift):

Fra kompressorkatalog fås med de registrerede temperaturer og tryk:

Kuldeydelse = 58,9 kW

Power input = 17,5 kW

VP, ydelse = 70,0 kW

Hermed fås anlæggets varmepumpe COP (COP_HP) = $70,0 / 17,5 = 4,0$

Laveste kapacitet (33% ~ 2 cyl-drift):

Fra kompressorkatalog fås med de registrerede temperaturer og tryk:

Kuldeydelse = 29,5 kW

Power input = 10,0 kW

VP, ydelse = 36,3 kW

Hermed fås anlæggets varmepumpe COP (COP_HP) = $36,3 / 10,0 = 3,6$

Det skal naturligvis her noteres, at det må forventes at de registrerede temperaturer og tryk vil ændre sig, når der skiftes kapacitetstrin, men det var ikke umiddelbart muligt at foretage kontrol af disse størrelser ved besøget.

5.2.3 Årsvirkningsgrad for anlægget

Udover tryktab over varmepladernes sekundærsider (luft og vand) ligger der nogle interne tab i systemet pga. tryktab i rør og komponenter samt manglende isolering.

Det vurderes at den realiserede virkningsgrad i varmepumpen herefter ligger 15-20 % under de ovenfor nævnte katalogværdier.

Endvidere er der med de relativt høje udetemperaturer ved besigtigelsen tale om driftsforhold bedre end gennemsnittet. Årsvirkningsgraden vurderes at ligge på ca. 3,0 – 3,4

Mulige forbedringer i varmepumpeanlægget:

Anlægget er undersøgt for at afklare varmepumpens funktion med henblik på en evt. optimering. Imidlertid har det vist sig, at prisforskellen på el og fjernvarme er så stor (ca. faktor 5), at der ikke er økonomi i yderligere investeringer i varmepumpedelen. Det må derfor anbefales at revurdere det samlede koncept for ventilation og opvarmning af brugsvand, førend en renovering igangsættes.

Som en del af PSO-projektet er, på trods af ovenstående, opstillet følgende optimeringsmuligheder:

5.2.4 Ny styring baseret på frekvensomformer

Denne løsning vil sikre en COP i omegnen af 3,8-4,0 i hele kompressorens driftsområde - altså samme effektivitet som i fuldlast beregningen tidligere. Hvor stor en økonomisk gevinst, der kan opnås, kan med følgende forudsætninger beregnes:

Nuværende system:

Forudsætninger for driftsprofil i dag:

1/4 af tiden køres 100%, 1/2 af tiden køres 66% og 1/4 af tiden køres 33% eller med andre ord:

Driftstimer VP 33% = $1/4 \times 8760 = 2.190$ timer / år

Driftstimer VP 66% = $1/2 \times 8760 = 4.380$ timer / år

Driftstimer VP 100% = $1/4 \times 8760 = 2.190$ timer / år

Hermed fås følgende leveret varmeenergi til hallen:

Ydelse (33%) = $2.190 \text{ timer} \times 29,5 \text{ kW} = 64.605 \text{ kWh}$

Ydelse (66%) = $4.380 \text{ timer} \times 70,0 \text{ kW} = 306.600 \text{ kWh}$

Ydelse (100%) = $2.190 \text{ timer} \times 105,7 \text{ kW} = 231.483 \text{ kWh}$

Anvendes en vurderet, årlig energieffektivitet på anlægget på 3,2 fås følgende:

Beregnet årligt energiforbrug = $(64.605 + 306.600 + 231.483 \text{ kWh}) / 3,2 = 188.340 \text{ kWh}$

Med en elpris på 1,26 kr./kWh kan de årlige omkostninger til drift af varmepumpen beregnes til: 237.308 kr.

Med opdateret styring:

Installeres frekvensomformer på anlægget, vil regnestykket se således ud med en forventet årlig energieffektivitet på 3,8:

Beregnet årligt energiforbrug = $(64.605 + 306.600 + 231.483 \text{ kWh}) / 3,8 = 158.602 \text{ kWh}$

Med en elpris på 1,26 kr./kWh kan de årlige omkostninger til drift af varmepumpen beregnes til: 199.839 kr.

Altså en beregnet årlig besparelse med de gjorte forudsætninger på kr. 37.469. Investeringen i den nye styring forventes at ligge i omegnen af 100.000 kr. altså en simpel tilbagebetalingstid på omkring 3 år.

Et andet interessant regnestykke er sammenligningen af fjernvarme og varmepumpe. Den beregnede årlige energilevering fra varmepumpen på $64.605 + 306.600 + 231.483 \text{ kWh} = 602.688 \text{ kWh}$ ville med fjernvarme beløbe sig til $602.688 \text{ kWh} \cdot 0,23 \text{ kr./kWh} = 138.618 \text{ kr./år}$. Dette betyder med andre ord, at det ud fra de gennemførte beregninger kan konkluderes at drift med varmepumpen i dette tilfælde ikke er rentabelt set ud fra et økonomisk hensyn. Dette skyldes primært den meget lave fjernvarmepris.

Rent driftsmæssigt vil der dog være visse fordele med varmepumpedrift, bl.a. muligheden for at affugte luften i driftssituationer med recirkulering.

5.2.5 Større vekslere i varmepumpeanlæg

Det vurderes ud fra den gennemførte besigtigelse, at fordampere og kondensator umiddelbart er dimensioneret fornuftigt. Dog må det understreges, at observationerne er gennemført ved varmepumpen kørende på trin to, og dermed vil fordampnings- og kondenseringstemperatur hhv. falde og stige ved stigende belastning på anlægget. Desuden kan det ud fra observationerne ikke konkluderes hvorvidt anlæggets overordnede dimensionering passer til varmebehovet i svømmehallen.

5.2.5.1 Krydsvarmeveksler som supplement til/afløsning af varmepumpe

Med dagens energipriser på stedet (det er svært at spå om fremtidens) kan det ikke betale sig at køre med varmepumpen. Det er billigere at købe fjernvarme end at genvinde med varmepumpen. Et alternativ til varmegenvinding med varmepumpe er at indbygge et varmegenvindingssystem baseret på f.eks. en krydsvarmeveksler og derved spare både el og fjernvarme. Det må anbefales, at få dette undersøgt, men det kompliceres af de pladsforhold, der er på stedet (der kan evt. bruges væskekoblede batterier).

5.3 Bov Svømmehal, varmepumpeanlæg

Bov Svømmehal	
besøgt april 2005	
Bygninger og bassiner	Ibrugtagning 1978 25*12,5 m bassin med spring (26,5°C) 12,5*6 m morskabsbassin d=0,5-0,9 m (28,5°C)
Ventilation	Der er balanceret ventilation med varmegenvinding med varmepumpe på ventilationsanlægget
Varmepumper	1 stk. VP med 3 trin genvinder varme fra ventilationsafkast til indblæsning Kompressor er Carrier R22 – varmeeffekt 30-40 kW, men anlægget kører 90% af tiden på 33% ydelse (skøn fra køletekniker) Der er coaxialvarmevekslere (ikke så effektive) på både varm og kold side, dvs. vandflader i ventilationsanlægget + 1000 l buffer på den varme side. Varmepumpen kører når Tu (udetemperatur) > 0°C og må (krav fra varmeværk) ikke køle luft til under Tu Der er varme- og elmålere på anlægget. Målt effektivitet er oplyst til 4-5 Driftsproblemer med havarerede kompressorer indtil der i 2002, blev indbygget ny indsprøjtningssystem, større receiver og olietryksdiff.pressostat. Varmeflade sidder i medstrøm. Ved besøget blev der konstateret utæthed på anlægget. Det er efterfølgende oplyst (marts 08), at anlægget totalrenoveres og der installeres et traditionelt ventilationsanlæg.
CTS	
Energi (priser e.m.)	Varmepumpen leverer ca. 1 Gcal/døgn – ca. 400 MWh/år Der købes ca. 555 MWh/år (2002-03) El a ca. 1,12 kr/kWh middel (tripletarif) + 1800 kr/år Fjernvarme a 346 kr/MWh + ca. 14000 kr/år Faktor El/varme (variabel del) = 3,2
Kontakt	Bademester Knud Gert Didriksen 7367 8919/17 – mob 2489 7025 kdi@aabenraa.dk Service ved Esbensen Køleservice (Christian) 4072 9200 / 2969 9032

5.4 Ishøj Svømmehal, varmepumpeanlæg

Anlægget i Ishøj Svømmehal blev gennemgået 2004.06.16 af Claus S. Poulsen (Teknologisk Institut) og Niels Radisch (Rambøll) som en del af ovennævnte projekt. Ved gennemgangen deltog maskinmester Hans Mikkelsen og driftschef Allan Jacobsen.

5.4.1 Svømmehallen

Hallen er taget i brug 1978 og blev i 1981-82 forsynet med varmepumpeanlæg. I 1996 blev der udvidet med et varmtvandsbassin i et separat rum. Opvarmning sker med en kombination af varmegenvinding via væskekoblede batterier, varmegenvinding med varmepumper og slutopvarmning med fjernvarme.

Der er i dag:

- 50*15,5 m bassin, d= 1,35-1,5-3,8 m (26,5°C)
- Børnebassin 12,5*8 m, d= 0,5-0,85 m (29°C)
- Springbassin 12,5*12,5 m, d= 4 m (26,5°C)
- Varmtvandsbassin 12,5*8 m, d= 0,8 m (34°C)
- Spa 3 m² (38°C)
- Åbningstider 06.30-21, weekend 7-15/8-15, ferielukket i juli
- 180-200.000 besøgende/år

5.4.1.1 Ventilation

Ventilationsanlægget kører med fuld friskluft. Luftmængden varieres efter rumfugten (max. 50% R.F. – min. ventilation 30 Hz).

Der er varmegenvinding med væskekoblede batterier. Kølefladerne er korrekt placeret først i den varme udsugningsluft fra hal og omklædning m.m. og køler denne fra 28 til 16-17°C ved en udetemperatur på +7°C. Fladerne er udskiftet i 1997.

Der er desuden et varmepumpeanlæg til yderligere varmegenvinding. Varmepumperne køler luften til 6-8°C det meste af året (se efterfølgende).

Friskluften forvarmes af de væskekoblede batterier. Kun indblæsningsluften til hal med 50-m bassin opvarmes af varmepumpen. Slutopvarmning sker med fjernvarme.

Varmtvandsbassinet har sit helt eget ventilationsanlæg (varmegenvinding med heat pipes).

5.4.1.2 Brugsvand

Det varme brugsvand forvarmes af varmepumpeanlæg 1. De 2 beholdere opvarmes på skift til max. 46°C af varmepumpen. Fjernvarmen sikrer en min. temp. på 43°C med indbyggede varme-flader.

Beholderne leverer på skift varmt brugsvand hhv. opvarmes af varmepumpen.

Efter beholderne sænkes temperaturen til 38-40°C i et termostatarrangement med 3-vejsventil og en 500 l bufferbeholder.

5.4.1.3 Varmepumpeanlæggene

Varmepumpeanlæggene er installeret i 1983. Kompressor 2 (ventilation) havarerede og blev udskiftet i 1986. Der er renoveret med nye varmeblader i 1998, nye køleblader i 2000 (coatede og optimerede) og nye kompressorer i 2001.

De 4 køleblader er placeret sammenbygget efter/over hinanden ved luftafkast. Hver varmepumpe har en øvre og nedre flade med hver sin termoventil. Det er anlæg 1 (brugsvand), der er placeret yderst (koldest – efter anlæg 2).

Varmepumpeanlæg 1 udnytter energien fra afkastluften til forvarmning af brugsvand. Opvarmningen sker i en co-axial varmeveksler (brugsvand i et ydre rør, hvor kølemiddel cirkuleres i et tyndt indre rør) med 3 parallelle kredse ved varmepumpen – vandet cirkuleres mellem veksleren og de 2 varmtvandsbeholdere på 5000 l/stk af en Grundfos UPS 65-60 (330-490 W). Beholderne opvarmes til max. 46°C af varmepumpen. Fjernvarmen sikrer en min. temp. på 40-43°C (se ovenfor), styret af en temperaturventil.

Varmepumpeanlæg 2 udnytter energien fra afkastluften til opvarmning af friskluft til ventilationsanlægget. Ved udetemperaturer under +7°C tilføres fjernvarme til ventilationsluften. Varmepumperne giver derved en meget høj grad af driftssikkerhed.

For at holde konstant indblæsningstemperatur moduleres varmegenvindingens effektivitet med en 3-vejsventil, mens varmepumpen kører i trin.

5.5 Besigtigelse af anlæg for ventilation og varmt brugsvand:

5.5.1 Anlæg 1, varmepumpe til opvarmning af brugsvand



Figur 2: Anlæg til opvarmning af brugsvand

Kompressor: Copeland D4SH 250EW/M

Kølemiddel: R407C

Ved besigtigelsen kunne følgende registreres:

TC = 49,6°C (kondenseringstemperatur/dew point – beregnet ud fra tryk aflæst på manometer)

T0 = -7,3°C (fordampningstemperatur/dew point – beregnet ud fra tryk aflæst på manometer)

Tuk = 43°C (kølemiddeltemperatur ud af kondensator)

Tsug = 26°C (kølemiddeltemperatur ind i kompressor)

Ttr = 107°C (kølemiddeltemperatur ud af kompressor/trykrør)

Kompressoren kan reguleres i to trin (50/100 %). Ved besigtigelsen kørte anlægget på trin 2 og der kunne registreres et strømforbrug på 11,2 kW (registreret vha. elmåler placeret ved anlæg). Iflg. kompressordata for den pågældende kompressor skulle den ved den givne driftstilstand tilføres 14,3 kW.

5.5.1.1 Fuld kapacitet (100% ~ 4 cyl-drift):

Fra kompressorkatalog fås med de registrerede temperaturer og tryk:

Kuldeydelse = 34,0 kW

Power input = 14,3 kW

VP, ydelse = 45,5 kW

Hermed fås anlæggets varmepumpe COP (COP_HP) = $45,5 / 14,3 = 3,2$

Det skal naturligvis her noteres, at det må forventes at de registrerede temperaturer og tryk vil ændre sig, når der skiftes kapacitetstrin, men det var ikke umiddelbart muligt at foretage kontrol af disse størrelser ved besøget.

5.5.1.1.1 Udsugning (fordamperside) – ens for begge varmepumpeanlæg

Lufttemperaturer: 28-29°C – 44% RF (fra hal) → 21-22°C (efter væskekoblede batterier/før fordampere) → 14°C (efter varmepumpers fordampere (køleflader) - afkast). Kondensen blev målt til ca. 13°C.

Den inderste, øvre fordamper var varmere end de øvrige (ikke eller kun delvis fungerende).

5.5.1.1.2 Brugsvandsside (kondensatorside)

På brugsvandsveksleren blev aflæst følgende temperaturer:

Brugsvand (temperaturstigning over veksler) 36-37 → 40-42°C

5.5.1.2 Realiserede virkningsgrader

Udover tryktab over varmepladernes sekundærsider (luft og vand) ligger der nogle interne tab i systemet pga. tryktab i rør og komponenter samt manglende isolering.

Det vurderes at den realiserede virkningsgrad i varmepumpen herefter ligger 15-20 % under de ovenfor nævnte katalogværdier.

Endvidere er der med de relativt høje udetemperaturer (13-14°C) og lille varmebehov tale om driftsforhold bedre end gennemsnittet. Årsvirkningsgraden vurderes at kunne ligge på ca. 2.5 – 2.8

5.5.2 Anlæg 2, varmepumpe til opvarmning af ventilationsluft



Figur 2: Anlæg til opvarmning af ventilationsluft

Kompressor: Copeland D4SA 1-200X-AWM/D

Kølemiddel: R22

Ved besigtigelsen kunne følgende registreres:

TC = 49,0°C (kondenseringstemperatur – beregnet ud fra tryk aflæst på manometer)

T0 = -2,4°C (fordampningstemperatur – beregnet ud fra tryk aflæst på manometer)

Tuk = 38,5°C (kølemiddeltemperatur ud af kondensator)

Tsug = 18,5°C (kølemiddeltemperatur ind i kompressor)

Ttr = 86,8°C (kølemiddeltemperatur ud af kompressor/trykrør)

Kompressoren kan reguleres i to trin 50/100 %. Ved besigtigelsen kørte anlægget med to trin og der kunne registreres et strømforbrug på 14,4 kW (registreret vha. elmåler placeret ved anlæg). Iflg. kompressordata for den pågældende kompressor skulle den ved den givne driftstilstand tilføres 13,2 kW.

5.5.2.1 Fuld kapacitet (100% ~ 4 cyl-drift):

Fra kompressorkatalog fås med de registrerede temperaturer og tryk:

Kuldeydelse = 39,5 kW

Power input = 13,2 kW

VP, ydelse = 49,0 kW

Hermed fås anlæggets varmepumpe COP (COP_HP) = $49,0 / 13,2 = 3,7$

5.5.2.1.1 Udsugning (fordamperside) – ens for begge varmepumpeanlæg

28-29°C – 44% RF (fra hal) → 21-22°C (efter væskekoblede batterier) → 14°C (efter varmepumpers fordampere (køleflader) - afkast). Kondensen blev målt til ca. 13°C.

Den inderste, øvre fordampere var varmere end de øvrige (ikke eller kun delvis fungerende).

5.5.2.1.2 Ventilation, indblæsning (kondensatorside)

På ventilationsanlægget blev målt/aflæst følgende temperaturer:

14-15°C (friskluft) → 22-23°C (efter væskekoblede batterier) → 30-31°C (efter varmepumpes kondensator (varmeplade)). Der var ikke efteropvarmning med fjernvarme.

5.5.2.2 Realiserede virkningsgrader

Udover tryktab over varmepladernes sekundærsider (luft og vand) ligger der nogle interne tab i systemet pga. tryktab i rør og komponenter samt manglende isolering.

Det vurderes at den realiserede virkningsgrad i varmepumpen herefter ligger 15-20 % under de ovenfor nævnte katalogværdier.

Endvidere er der med de relativt høje udetemperaturer (13-14°C) og lille varmebehov tale om driftsforhold bedre end gennemsnittet. Årsvirkningsgraden vurderes at kunne ligge på ca. 3.0 – 3.2

5.5.3 Forbedringsmuligheder:

Med en elpris på 1,10 kr./kWh og en fjernvarmepris på 572 kr./MWh fås et forhold mellem elpris og fjernvarmepris på 1,9.

Dette betyder med andre ord at varmepumpedrift kan være rentabelt, hvis effektiviteten af anlægget overstiger 1,9 (her er der umiddelbart set bort fra øvrige drifts- og vedligeholdelsesomkostninger).

Som det ses af beregningerne tidligere, overstiger effektiviteten på begge anlæg værdien af denne faktor væsentligt og der er dermed dækning for andre udgifter i et rimeligt omfang.

5.5.3.1 Mere effekt i varmepumpers varmevekslere

Der kunne som vist registreres relativt lave fordampningstemperaturer på begge anlæg, hvilket formodentlig skyldes underdimensionerede flader. Det skal dog bemærkes, at det ene af anlæggene så ud til at mangle kølemiddel (varmepumpen til ventilationsanlægget), hvilket giver en meget u hensigtsmæssig drift og kan resultere i lav fordampningstemperatur. Dette bør naturligvis rettes.

Det vurderes, at der i forbindelse med en udskiftning af vekslerne, kan være økonomi i at montere større varmevekslere. Dette bør i givet fald undersøges.

5.5.4 Ny styring baseret på frekvensomformer

Udover kølemiddelpåfyldning (suppleret med lækagesøgning) og måske montering af større flader (hvis det umiddelbart er muligt, de fysiske forhold taget i betragtning) kunne montering af f.eks. behovsstyring være interessant i Ishøj Svømmehal.

Det har ikke umiddelbart været muligt at foretage mere specifikke beregninger på dellastsituationer, da drift med cylinderudkobling ikke kan beregnes med producentens software. Derfor er der i det følgende regnet med fuldlast på varmepumpen (alle cylindere indkoblet på begge anlæg). Med en overslagsmæssig besparelse på 15% ved anvendelse af frekvensomformere på begge kompressorer fås:

Årlig besparelse på 15 % af (39.000 + 75.000)kWh/år = 17.100 kWh/år svarende til ca. 18.800 kr./år

Med en anslået investering på 40-50.000 kr. pr anlæg (altså kr. 80-100.000 i alt) fås en simpel tilbagebetalingstid på 4-5 år. Overslaget på investeringsomkostningerne er lavet ud fra den forudsætning, at frekvensomformerne kan styres direkte fra den eksisterende anlægsstyring.

Det vurderes, at det absolut bør være muligt at hæve effektiviteten med 15% på disse anlæg. Specielt varmepumpen, der leverer varme til ventilationsluften er oplagt at optimere. Det er denne varmepumpe, der er taget udgangspunkt i mht. overslaget (VLT2800 18,5 kW).

I flg. forhandleren (AhlSell) af kompressorerne kan denne type reguleres i området 25-65%. Dog skal man, i flg. forhandleren, ved slidte kompressorer være forsigtig med at regulere for langt ned. Hvis det vælges at gennemføre den her nævnte ombygning af anlæggene bør der foretages en vurdering af de aktuelle kompressorer og deres egnethed mht. omdrejningstalsregulering.

5.5.5 Større udbytte af væskekoblede batterier

Som det er nu reduceres effekten af de væskekoblede varmegenvindingsbatterier via shuntning med en 3-vejsventil pga varmepumpens trinregulering. Formålet er at indblæsningstemperaturen ønskes konstant. Med variabelstyring af varmepumpen kan forholdet vendes om, så de væske-

koblede batterier (billigste energiform) kan køre på fuld effekt i et meget større omfang. Besparelsen heri vurderes forsigtigt til 5-10%.

5.5.6 Højere effektivitet af væskekoblede batterier

Effektiviteten ved besøget blev beregnet til ca. 50%, hvilket umiddelbart må betegnes som tilfredsstillende for denne type varmegenvinding.

Det er dog muligt at nå op på 60-70% med optimerede varmeplader. Der er ikke regnet på økonomien heri (ligger udenfor PSO-projektet).

6 Varmepumper i svømmehaller

Varmepumper i svømmehaller har i en årrække været en populær løsning, der dog i mange tilfælde er blevet overhalet indenom af andre teknologier. Primært har den massive satsning på fjernvarme bevirket, at økonomien i varmpumperne har været svær at få til at hænge sammen. En anden vigtig grund til varmpumpernes faldende popularitet har været en række mindre effektive anlæg – hertil kommer at der har været installeret en del anlæg, hvor levetiden har været begrænset.

I det følgende gives en række korte tekniske hints til, hvorledes varmpumperne igen kan vinde indpas i danske svømmehaller. Specielt vil fremtidens skærpede krav til energiforbrug i privat og offentligt byggeri kunne få en indflydelse på udbredelsen.

Det har i projektet desværre ikke været muligt at eftervise nogle af de gode råd, der gives. Projektgruppen har været i kontakt med flere svømmehaller, der har været interesserede i en optimering af deres varmpumpeanlæg. På grund af bl.a. lokale energiprisforhold er det ikke blevet til noget med disse tiltag. Af tidsmæssige årsager har der ikke været mulighed for at gennemregne med den nye BSim model.

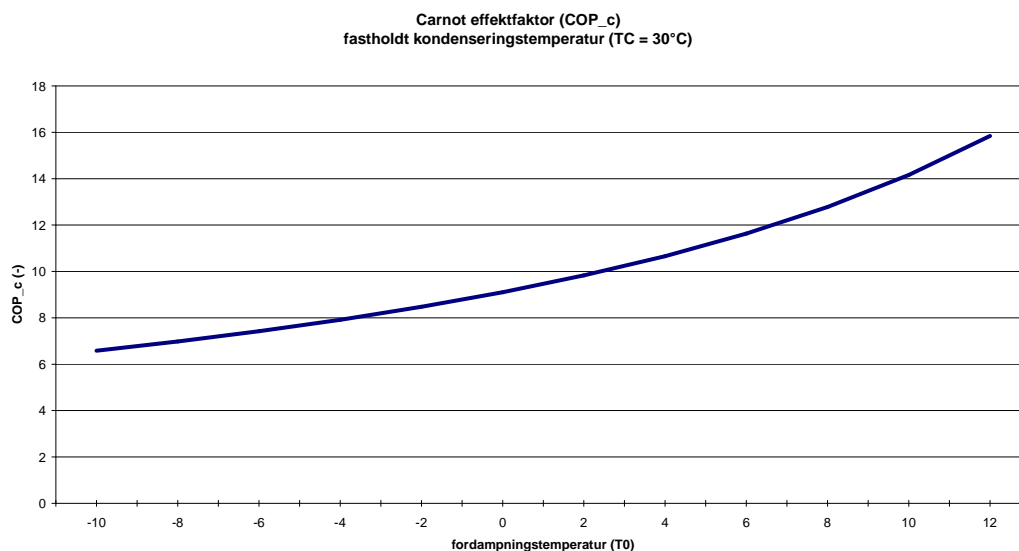
6.1 Systemopbygning

En af de vigtigste faktorer i bestræbelserne på at lave effektive varmpumpesystemer er selve systemopbygningen. Her tænkes på valg af komponenter (fordamper, kondensator, kompressor etc.), dimensioneringen af anlægget, samt samspillet med de installationer, anlægget er integreret i. En række af de varmpumper, der i projektet er besigtiget har langt fra levet op til de krav, man med rette vil stille til denne type anlæg. Senere i afsnittet berøres en række specifikke delkomponenter.

Den gennemførte analyse af eksisterende anlæg efterlader generelt det indtryk, at mange varmpumper er pladsbyggede anlæg, hvor energieffektiviteten absolut ikke har været i fokus. Det faktum at mange anlæg er pladsbyggede giver anledning til en række overvejelser. Normalt bør det anbefales at installere varmpumper, der er egnet/designet til drift i svømmehaller – altså anlæg, hvor komponentvalg, materialevalg, styring etc. er specielt egnet til svømmehaller (anlæg designet til det noget aggressive miljø og de specielle driftsforhold). Det har desværre vist sig, at en række af de pladsbyggede anlæg, der i projektet er besigtiget ikke har været særligt egnet til drift i svømmehaller, hvilket naturligvis har betydning både for effektiviteten og levetiden.

Et par simple "tommelfingerregler" omkring systemopbygningen kan gives her. Specielt skal anlæggets anvendelse taget i betragtning, bl.a. hvorvidt varmpumpen skal anvendes til rumopvarmning, brugsvandsopvarmning, bassinvarme etc. Såfremt varmpumpen skal anvendes til opvarmning ved flere temperaturniveauer er det vigtigt at erindre, at varmpumpens effektivitet falder ca. 2-3% pr. grad temperaturen på kondensatorsiden hæves (varmeafgiversiden). Dette

betyder i praksis, at en varmepumpe, der afleverer varmen ved f.eks. 35°C er ca. 40% mere effektiv end en varmepumpe, der afleverer varmen ved 55°C. Dermed vil varme leveret til brugsvandssystemet blive produceret ved en effektivitet, der er markant lavere, end hvis varmen leveres f.eks. til indblæsningsluften.



Figur 14: Carnot virkningsgrad som funktion af fordampningstemperatur

Som det ses af figuren er anlæggets effektivitet meget følsom overfor fordampningstemperaturen (og for den sags skyld også kondenseringstemperaturen) – derfor er det vigtigt, at disse holdes henholdsvis så høj og lav som muligt.

6.1.1 Kompressorvalg

Det er ligeledes vigtigt at huske, at hovedparten af de komponenter, der i dag anvendes i varmepumpesystemer primært er udviklet til køleformål. Dette betyder bl.a. at fokus bør rettes mod komponenter, der er specielt egnede til varmepumpedrift. En række kompressormærker findes i specielle højtemperatur versioner specielt egnede til varmepumper. Endvidere er der de seneste år kommet en del nye kompressortyper på markedet, f.eks. scroll kompressorer, der hovedsageligt er udviklet til luftkonditioneringsanlæg og dermed ikke nødvendigvis er egnede til de driftsbetingelser, varmepumpen udsættes for. Det skal dog nævnes, at også scrollkompressorerne i dag ses i specielle højtemperaturudgaver egnede til varmepumpedrift.

Hovedparten af de besøgte varmepumpeanlæg var udstyret med stempelkompressorer, hvilket synes naturligt, da disse igennem en årrække har været branchens foretrukne type. Endvidere har stempelkompressoren en fordel, såfremt belastning og driftsbetingelser varierer meget, hvilket specielt for nogle varmepumpesystemer er tilfældet.

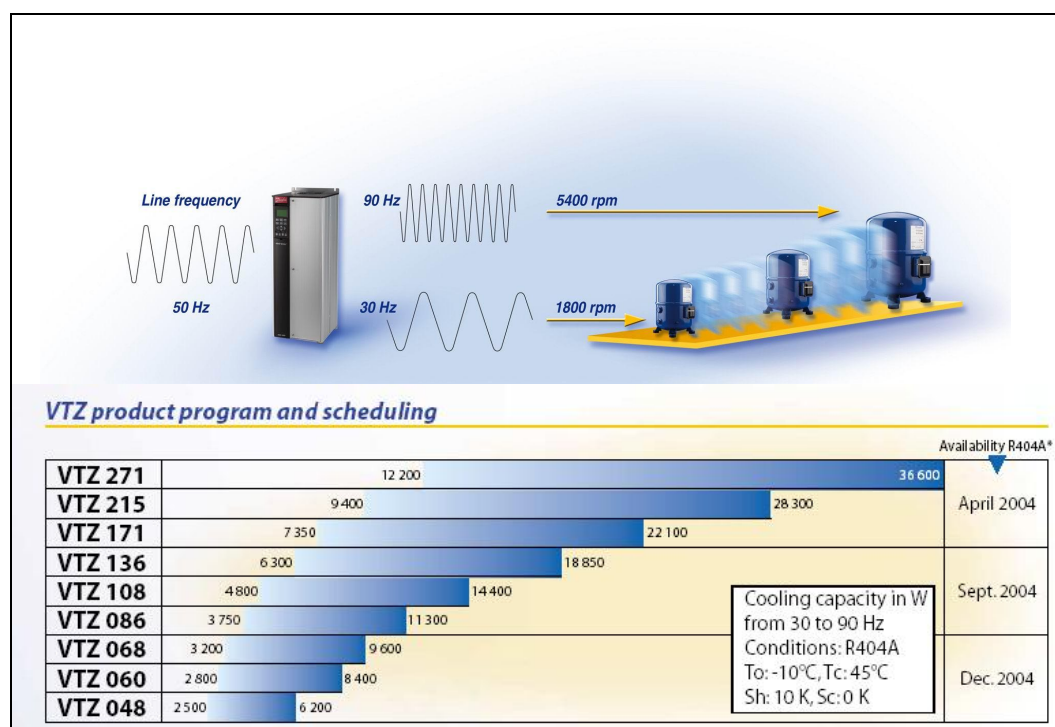


Abb. ähnlich / Fig. similar, © Bitzer



Figur 15: Stempelkompressoren (www.bitzer.de) øverst, samt billeder og funktionsskitse af scrollkompressoren (www.danfoss.com) nederst.

Scroll kompressoren blev i princippet "opfundet" allerede tilbage i starten af 1900-tallet, men har først vundet indpas i kølebranchen i slutningen af 1900-tallet, primært fordi kompressoren stiller skrappe krav til fremstillingsprocedurer (primært tolerancer i selve fremstillingen).



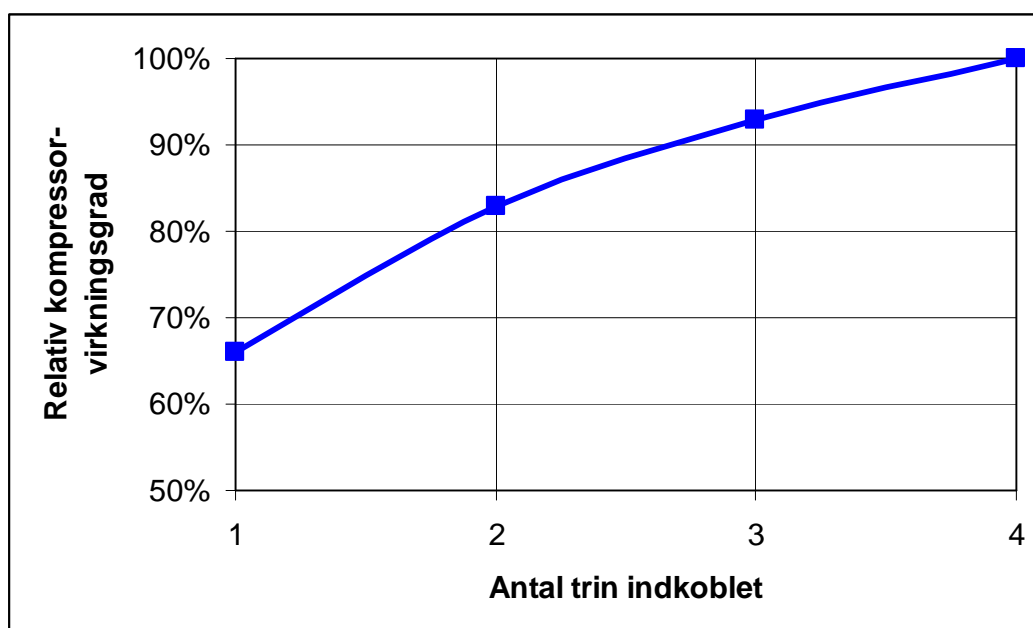
Figur 16: Danfoss' nye VTZ-kompressor med et bredt reguleringsområde.

6.1.2 Regulering

En af de nok allervigtigste faktorer i bestræbelserne på at optimere varmpumpesystemer i svømmehaller er anlæggets regulering.

Når køleanlæg og varmpumper skal reguleres, er det vigtigt at foretage en total analyse af det samlede system. Dette betyder, at alle energiforbrugende komponenter skal medtages i analysen (kompressor, varmevekslere, ventilatorer og pumper). Hovedformålet med denne analyse er naturligvis at minimere anlæggets samlede energiforbrug – altså minimere summen af de indgående komponenters energiforbrug, frem for alene at kigge på enkelt komponenter.

En af de mest fremherskende metoder til regulering af større varmpumpeanlægs ydelse er cylinderudkobling på stempelkompressorer. Nedenfor ses en figur, der viser, hvorledes den samlede kompressorvirkningsgrad varierer med antallet af trin, der er indkoblet.



Figur 17: Relativ kompressorvirkningsgrad som funktion af antal indkoblede trin for en 4-trins kompressor. Virkningsgraden reduceres, fordi kompressorens mekaniske tab ikke reduceres ved cylinderudkobling, samt fordi cylinderudkobling medfører strømningstab i de udkoblede cylindre.

Der findes heldigvis væsentligt mere effektive reguleringsmetoder, f.eks. frekvensregulering af kompressoren (i daglig tale: behovsstyring) som er en af de nyere reguleringsmetoder, der sikrer en høj effektivitet sammen med en stor reguleringsfleksibilitet.

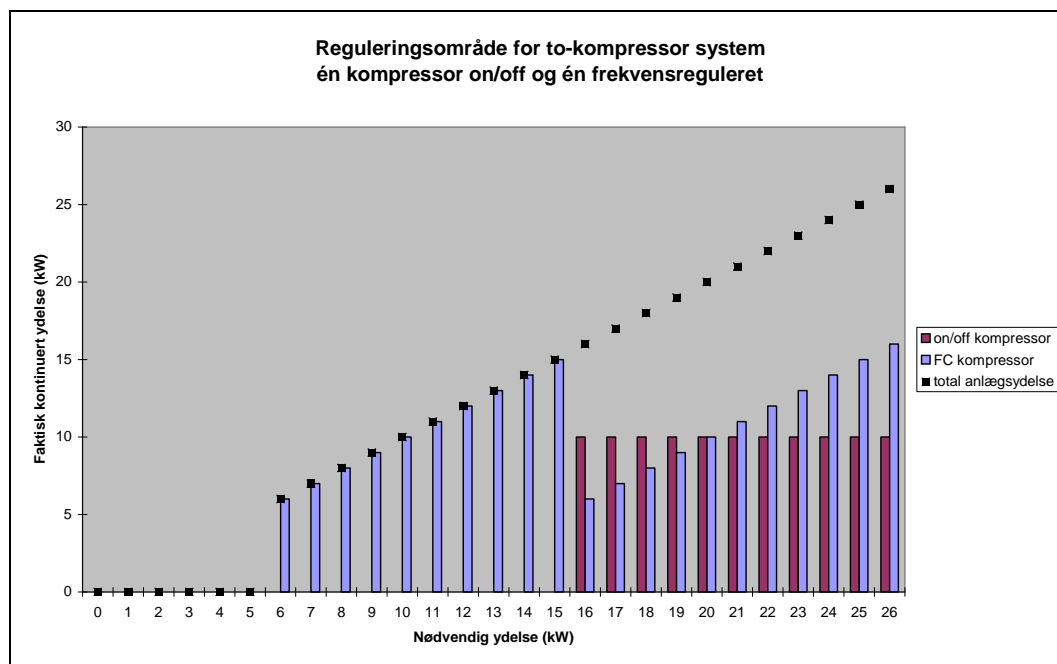
Hovedkomponenten i denne regulering er en frekvensomformer, som regulerer motorens omdrejningstal og dermed kompressorens kapacitet mere eller mindre trinløst i et relativt stort reguleringsområde. Ikke alene kompressoren bør reguleres, men også pumper og ventilatorer i anlægget, således at den fulde effektivitetsforbedring kan opnås. Det har desværre ikke været muligt at foretage en nærmere analyse af et konkret anlæg med behovsstyring i dette projekt, men fra /1/ haves en række erfaringer, som i korte træk er præsenteret i det følgende:

Projektet /1/ har vist, at det er muligt at behovsstyre mindre køleanlæg og feltmålinger viser, at teknologien kan give en energibesparelse på op mod 30% sammenlignet med traditionel on/off-drift. Beregninger gennemført i projektet viser, at hvis kompressoren omdrejningstalsreguleres, bør pumper og ventilatorer i anlægget ligeledes reguleres. Husk følgende:

- Korrekt systemdesign (specielt kompressorstørrelse) er vigtig, hvis den fulde gevinst ved implementering af teknologien skal opnås.
- En række vigtige forhold omkring elsikkerhed skal tages med allerede under design af systemet.
- Nøjagtigt kendskab til belastning og driftsprofil er en vigtig parameter.

- Hvis teknologien skal blive en succes i fremtiden, skal kunderne gøres opmærksomme på alle fordelene ved teknologien – herunder energibesparelse, mindre slitage, bedre regulering etc.

I praksis kan f.eks. et system bestående af 2 kompressorer, hvoraf den ene er frekvensreguleret få et reguleringsområde som vist på følgende figur:



Figur 18: Eksempel på én af behovsstyringens fordele - det udvidede reguleringsområde.

Rent køleteknisk er der en række anbefalinger vedr. behovsstyring:

- Kompressorvalg – vælg den rigtige størrelse, hellere for lille end for stor, hvilket sikrer flest mulige driftstimer. Og husk, at det ikke er hensigtsmæssigt at regulere en gammel kompressor – man bør altid skifte i hvert fald kompressoren, inden teknologien implementeres.
- Overvej cylinderantal – en firecylindret er væsentligt bedre egnet end en to-cylindret kompressor til omdrejningsregulering.
- Kompressortype er tidligere omtalt..
- Motortype – det vil i en række tilfælde kunne svare sig at vælge en 3x230 volt motor, der giver et lavere ampereforbrug ved højt omdrejningstal end en tilsvarende 400 volt udgave.
- Kontakt altid en elinstallatør med erfaring i frekvensregulering, der stiller store krav til kabelføring, relæer etc.

Mere omkring emnet kan ses i rapporten:

http://www.energiledelse.com/db/filarkiv/4491/Rapport_behovsstyring_af_mindre_koeleanlaeg_febbruar2005.pdf

Der kan desuden på hjemmesiden findes en egentlig vejledning i anvendelse af behovsstyring i mindre køleanlæg, en vejledning, der bl.a. indeholder systembetragtninger, komponentvalg, el-sikkerhed etc. Vejledningen og beregningsprogram til beregning af forbedringer etc. kan downloades på:

<http://www.energiledelse.com/visArtikel.asp?artikelID=1665>

6.1.3 Kølemiddel

Tidligere var hovedparten af de installerede varmepumper påfyldt HCFC kølemidlet R22, som med vedtagelsen af Montreal protokollen blev udfaset og siden erstattet af HFC kølemidler (primært R407C) som efterfølgende har vist sig at have et kraftigt drivhuspotentiale. Disse kølemidler er i DK omfattet af "Bekendtgørelse om regulering af visse industrielle drivhusgasser" (BEK nr. 552 af 02/07/2002 – se www.hfc-fri.dk). Disse regler betyder bl.a. at det ikke længere er tilladt at opbygge og installere anlæg med mere end 10 kg HFC fyldning (dog er varmegenvindingsanlæg underlagt en 50 kg grænse).

Den øgede fokus på udledningen af de kraftige drivhusgasser medfører på sigt en øget brug af indirekte køle- og systemer, da anvendelsen af naturlige kølemidler (f.eks. ammoniak og kulbrinter) stiller skærpede krav til sikkerheden. Dermed vil f.eks. varmepumper i svømmehaller fremover kun kunne opbygges som indirekte systemer med vandkredse på kold og varm side.

6.1.4 Is /afrimning

Når varmen fra en relativ varm og fugtig luft skal genvindes er det naturligvis nødvendigt at tage højde for eventuel isdannelse på fordamperen. Med andre ord skal systemet og komponenterne dimensioneres således, at overfladetemperaturer på fordamperen holdes over 0°C eller alternativt skal anlægget udstyres med afrimningsfunktion. Sidstnævnte formodes dog at være u hensigtsmæssigt i svømmehaller, både fordi eventuelle afrimningsperioder kan give rent komfortmæssige problemer (selvom anlægget normalt er forsynet med en supplerende varmeplade) og fordi netop det faktum, at den udsugede luft er relativ varm og fugtig gør, at det faktisk er muligt at holde overfladetemperaturen over 0°C.

Normalt vil fordampetryksregulering kunne sikre, at overfladetemperaturen holdes over frysepunktet, men anvendes en behovsstyring baseret på omdrejningsregulering af kompressoren, vil denne også kunne sikre, at der ikke dannes is på fordamperen.

6.2 Styring

Ventilationsanlæg i svømmehaller styres efter følgende parametre:

- fugt
- temperatur
- luftkvalitet

6.2.1 Fugt

Setpunkt kan være fast eller årstidsvariabelt (normalt 50-65 %) med laveste værdier ved lave udetemperaturer.

I langt de fleste danske svømmehaller holdes setpunktet ved at regulere andelen af friskluft – ved for høj luftfugtighed øges friskluftandelen.

I enkelte tilfælde (oftere i udlandet) suppleres friskluftens fugtreducerende virkning med en varmepumpe. Den luft, der recirkuleres, affugtes af en køleflade. Fladen kan være placeret på den varme side af varmegenvindingsveksleren eller på den kolde side (Menerga-princip).

6.2.2 Temperatur

Ventilationsanlægget er normalt den eneste opvarmingskilde i svømmehaller. Derfor vil setpunktet for indblæsningstemperaturen variere en del med årstiden. For at reducere energiforbrug til opvarmning recirkuleres en del af luften i de fleste tilfælde.

Setpunktet er oftest rumtemperaturen, men det kan suppleres af en føler ved varmepladen.

Setpunktet lægges i almindelige svømmehaller 1-3 grader over vandtemperaturen (normalt 25-28°C) for at begrænse fordampningen. I rum med varmtvandsbassin (30-37°C) vælges ofte en temperatur, der kan være lig med eller lavere end vandets temperatur aht. personalets komfort. Varmetilførslen indkobles i kaskade – 1. genvinding (passiv), 2. varmepumpe, 3. eftervarmeplade

6.2.3 Luftkvalitet

For at holde et acceptabelt indeklima skal der tilføres en andel friskluft. Om sommeren er der en høj friskluftandel for at holde luftfugtigheden nede, mens der om vinteren kan reduceres.

Min. luftmængden er oftest en fast indstillet værdi i ventilationsanlægget. Om natten kan friskluftmængden sættes yderligere ned.

6.3 Potentiale for varmepumper

Der er bedst økonomi i varmegenvinding med "passive" foranstaltninger (krydsvekslere m.m.). Effektiviteten af den passive varmegenvinding har betydning for mængden af varme, der kan produceres af varmepumpen på 2 måder. Hertil kommer andre forhold, der er medbestemmende for hvor meget energi, der kan leveres af varmepumpen.

- effektiv "passiv" varmegenvinding reducerer behovet for supplerende opvarmning af luften
- effektiv "passiv" varmegenvinding begrænser mængden af energi, der kan hentes af varmepumpen
- øget andel af luft, der recirkuleres, reducerer varmepumpens potentiale for varmegenvinding
- andel af luft, der recirkuleres, kan øges ved at anvende varmepumpen til affugtning.
- den største reduktion af energiforbruget opnås med varmepumpen som varmegenvinder og affugter

Der er i projektet udviklet et modul til BSim-programmet til simulering af disse forhold. Det er beskrevet andetsteds i rapporten.

6.3.1 Modelberegninger

For at illustrere problemstillingen er der gennemført forenkede beregninger for en svømmehal med følgende data:

- dimensionerende luftskifte 10.000 m³/h
- luftkonditioner i hal 29°C – 50% RF
- dimensionerende Tind. 45°C
- VGV, min. afkasttemp. efter veksler +2°C
- varmepumpe (VP) COP 4
- VP, min. afkasttemp. efter fordamper +4°C

Der forudsættes ikke-kondenserende drift (forenkling af beregning). Effektiviteten af anlægget vurderes hermed konservativt. Erfaringsmæssigt giver kondenseringen 5-10% højere effektivitet på årsbasis for almindelige anlæg. For svømmehalsanlæg ligger tallet højere. Der henvises til afsnittet med Bsim.

Effektivitet VGV i
% (T rum 29°C)

	50	60	70	80
Varme, ventilation				
VGV	36	43	50	57
VP	47	39	30	22
Fjv.	17	18	20	21
I alt	100	100	100	100
Varme, andet				
VP ekstra	11	10	10	9

Fordeling af varmebidrag i % ved rumtemperatur 29°C

	Effektivitet VGV i			
	%			
	(T rum 32°C)			
	50	60	70	80
Varme, ventilation				
VGV	39	46	54	62
VP	49	40	31	22
Fjv.	12	14	15	16
I alt	100	100	100	100
Varme, andet				
VP ekstra	12	11	10	9

Fordeling af varmebidrag i % ved rumtemperatur 29°C

Det ses hvordan varmepumpens bidrag falder med stigende effektivitet i den passive varmeveksling. Forbrug af supplerende varme (fjv.) stiger kun en smule.

VP ekstra (den energimængde varmepumpen ikke kan afsætte i ventilationsanlægget, men f.ek.s. til brugsvandsopvarmning) falder meget lidt.

Anvendes varmepumpen som eneste varmegenvinding reduceres mængden af supplerende varme, men elforbruget stiger.

Beregningerne er udført med et regnearksprogram, hvor der som mellemresultater, er beregnet:

$$Tudsug\text{-}vgv = Tudsug - (Tudsug - Tude) * \text{Eff.VGV}$$

$$Tudsug\text{-}vp = Tudsug\text{-}vgv - (Tudsug - Tude) * (\text{Eff.VP}-1 / \text{Eff.VP})$$

$$Tindblæs\text{-}vgv = Tude + Qudsug\text{-}vgv * 1.000.000 / (0,34 * q * h)$$

$$Tindbl.\text{-}vp = Tude + (Qudsug\text{-}vgv + Qindbl.\text{-}vp) * 1.000.000 / (0,34 * q * h)$$

$$Tindblæs. = Tudsug + (Tindblæs.\text{dim.} - Tudsug) / (Tudsug + 12) * (Tudsug - Tude)$$

Betegnelserne står for:

Tudsug = temperatur i rum og udsugning

Tudsug-vgv = temperatur på udsugning efter varmeveksler (passiv)

Tudsug-vp = temperatur på udsugning efter varmeveksler og varmepumpe

Tude = temperatur friskluft

Tindbl.dim. = temperatur på indblæsning i hal ved -12°C

Tindbl.	= temperatur på indblæsning i hal
Tindbl.-vgv	= temperatur på indblæsning efter varmeveksler (passiv)
Tindbl.-vp	= temperatur på indblæsning efter varmeveksler og varmepumpe
h	= antal timer ved en bestemt udetemperatur
q	= friskluftluftmængde (m ³ /h)
Qxx	= energi i ovenstående situationer, f.eks. Qudsug-vgv = energi genvundet i varmeveksler (passiv)
Eff.VGV	= effektivitet af passiv varmegenvinding

6.4 Andre forhold

Udover de krav man bør stille til anlægget rent teknisk, skal man forholde sig til økonomien i anlægget. I nogle tilfælde – især fremover – kan der indgå betragtninger om miljøbelastningen.

6.4.1 Energifriser

Energifriserne har en stor betydning for rentabiliteten i anlægget. Elpriserne er i undersøgelsen oplyst til at ligge på 1 – 1,5 kr./kWh og varmepriserne (den variable del af fjernvarmeprisen) 0,20 – 0,57 kr./kWh excl. moms. I de enkelte svømmehaller er der beregnet et forhold mellem elpriser og varmepriser på 1,9 – 7,6. I de fleste tilfælde ligger forholdet på 3-4, hvilket betyder at der i en del tilfælde kan være økonomi i at installere varmepumper.

6.4.2 Miljø

I forhold til betragtninger om bruttoenergi og miljø har det betydning, hvordan forskellige tiltag spiller sammen med energiforsyningen.

En varmepumpe med tilhørende elforbrug vil normalt altid medføre et mindre CO₂ udslip end varme produceret på selv den bedste kedel (kondenserende gaskedel – ca. 200 g CO₂ kWh).

En varmepumpe der tænkes installeret i en bygning, der opvarmes af kraftvarme, skal have en COP på min. 4 for at reducere CO₂ emissionen fra opvarmningsanlægget.

Der er anvendt værdier fra kampagnen "1 ton CO₂ mindre". Her er emissionerne pr kWh sat til:

- fjernvarme - ca. 130 g CO₂
- el - ca. 500 g CO₂
- kondenserende gaskedel - ca. 210 g CO₂

6.5 Eksisterende anlæg

Det har været en vigtig del af projektet at finde ud af status for varmepumper i svømmehaller – først og fremmest i Danmark. På grund af energiprisernes forskellige udvikling i Danmark, Sverige og Tyskland har varmepumpernes udbredelse også været forskellig. En væsentlig faktor heri er fjernvarmens (kraftvarme) store udbredelse i specielt Danmark.

6.5.1 Udvælgelse af svømmehaller med varmepumpeanlæg

Anlæggene er udvalgt gennem

- eget/PSO-arbejdsgruppens kendskab til relevante anlæg
- leverandørers/entreprenørers kendskab
- databaser

De udvalgte svømmehaller er herefter blevet kontaktet. I et vist omfang er der kun blevet foretaget interview pr. telefon - i nogle tilfælde har det vist sig at varmepumpeanlægget er demonteret.

6.5.2 Gennemgang af udvalgte anlæg

Alle anlæg er nærmere beskrevet i henholdsvis afsnit 4, 6, 7, 8, der er udformet som en beskrivelse pr land eller for enkelte tilfælde "besøgsrapporter", hvor der er beskrevet målinger på anlæggene samt optimeringsmuligheder.

Der er en kort beskrivelse af følgende anlæg:

Bov, Faxe, Haslev, Horsens, Frederikshavn, Korsør, Møn, Viborg

Der er besøgsrapporter på:

Ishøj, Rødby, Maribo

Der er beskrivelser af udenlandske anlæg, hvoraf 3 er besøgt:

Rosenlundsbadet og Vanningen (Sverige)

Schwalmtal, Unna og Uelzen (Tyskland)

6.5.3 Sammenfatning af anlæggene

Næsten alle danske og tyske (ud af dem vi fik kendskab til) anlæg er etableret i 1980'erne. Energipriserne var anderledes end i dag. Elprisen lå ved etableringen ofte omkring det dobbelte af varmeprisen og samtidig lå der en (i nogle tilfælde) for optimistisk vurdering af varmepumpeanlæggenes effektivitet og holdbarhed.

En del anlæg er nedlagt gennem tiden af forskellige årsager.

6.5.4 Anlægstyper

Det er typisk for de besøgte anlæg, at de ældre af dem er opbygget på stedet. Man kan formode – og det fremgår delvis – at rådgiver/entreprenør ikke altid har overvejet den typiske driftssituation, men mere er gået efter en (skønnet?) dimensionerende tilstand. På de nye anlæg, der er besøgt i Tyskland og Sverige anvendes overvejende integrerede anlæg leveret færdige fra en producent, der har udviklet principperne gennem nogle år. Der er derfor normalt en bedre funktion af disse anlæg.

De besøgte anlæg kan opdeles på:

6.5.4.1 Luft (afkast) til luft og evt. brugsvand

Anlægget henter energien fra afkastluften efter at den er afkølet med varmegenvinding (især krydsveksler).

Varmen afgives til indblæsningen efter opvarmning med varmegenvinding og ofte recirkulering. Der sker efteropvarmning med en almindelig varmeblade.

I en del anlæg afgives også varme til brugsvandet eller i enkelte tilfælde en bassinveksler. Den energimængde varmepumpen kan hente i afkastluften vil for det meste kunne anvendes fuldt ud i indblæsningen (op til 40-50°C eller mere afhængig af årstid). For at øge effektiviteten kan man anvende noget af energien til at forvarme brugsvandet.

6.5.4.2 Vand (afløb) til vand

Denne anlægstype er normalt et separat anlæg (ikke bygget sammen med ventilationsanlæggene). Energien hentes i afløbsvandet fra bruserne og i nogle tilfælde fra returskyllevandet (fra rensning af filtrene).

Varmen afgives til brugsvandet. I nogle tilfælde tilfælde er der indbygget en varmeveksler før varmepumpen, så denne virker som eftervarmer på brugsvandet og efterkøler på afløbsvandet. Dette reducerer varmepumpens virkningsgrad, men øger den samlede systemvirkningsgrad. Ulempen ved denne anlægstype er at forbruget af varmt brugsvand og dermed også mængden af afløbsvand, varierer meget henover døgnet. Dette har bevirket, at der er etableret store tanke til opbevaring af afløbsvand hhv. varmt brugsvand.

En anden ulempe er, at afløbsvandet giver afsætninger i varmevekslerne. En producent (Menerga) har indbygget en automatisk rensfunktion i varmevekslerne. Denne fungerer godt ifølge driftspersonalet på anlæggene.

Denne anlægstype er kun fundet blandt de svenske og tyske anlæg.

6.5.4.3 Ekstern varmekilde (luft, jord, spildvarme) til div. opvarmning

Disse anlæg er større end ovennævnte og minder mere om almindelige varmepumpeanlæg. Varmen hentes fra udeluften (Tyskland) og jord (jordslanger – Vanningen, Sverige) henholdsvis spildvarme (skøjtehal - Rosenlundsbadet, Sverige).

Varmen afgives til alle varmekredsløbende installationer – i nogle tilfælde kun som forvarmning. Efteropvarmning sker i nødvendigt omfang med kedelopvarmning eller højtemperaturvarmepumper (bl.a. Rosenlundsbadet), der henter varmen i lavtemperaturkredsløbet.

6.6 Erfaringer/konklusioner fra besøg i svømmehaller

Efter en række besøg i danske, tyske og svenske svømmehaller, hvor der anvendes varmepumper, er der gjort en række generelle erfaringer, som i det følgende er forsøgt opsummeret. Det skal naturligvis understreges, at en række af de varmepumper, der er besøgt gennem projektet er af ældre dato, og derfor ikke er repræsentative for de muligheder, der rent faktisk er for at anvende varmepumper i svømmehaller. De gjorte erfaringer kan alligevel danne grundlag for en eventuel efterfølgende generel opdatering af de energianlæg, der findes i svømmehallerne.

Først og fremmest har besøgene vist, at der er en udbredt tendens til, at varmepumperne ikke opdateres /serviceres løbende, således at det sikres, at de til hver en tid fungerer driftsmæssigt optimalt. De fleste af de besøgte anlæg var i en relativ kritisk forfatning

6.6.1 Dimensionering/indregulering

Enkelte steder kunne det konstateres at anlæggenes styring var helt ude af trit med den ydelse de skulle levere. Ved et besøg kunne det konstateres at anlægget, der er udstyret med to kompressorer, var indstillet således, at de to kompressorer kørte synkront under dellast, hvilket naturligvis giver en uhensigtsmæssig drift (begge kompressorer kørte on/off med driftsperioder på 1-2 minutter). Driften bevirkede bl.a. at anlæggets kompressorer havarede og blev udskiftet med 2-3 års mellemrum grundet den forkerte styringsstrategi.

6.6.2 Service/vedligehold

Et sted var anlæggets termostatiske ekspansionsventil blokket fuldstændig op med is, og det kunne konstateres, at anlægget manglede meget kølemiddel – kølefirmaet blev i øvrigt kontaktet med det samme af svømmehallens driftschef for at sikre udbedring af fejlen. Meget tyder på den årlige service af det pågældende anlæg ikke blev gennemført. Et andet anlæg viste ligeledes tydelige tegn på tabt kølemiddelfyldning – og det kan undre, at så banale fejl ikke er fundet under den årlige service på anlæggene.

6.6.3 Isolering

Et andet generelt billede var at kun ganske få af anlæggene havde isolering på den køletekniske del, hvilket naturligvis kan give en del systemtab.

Litteratur

- /1/: Behovsstyring af mindre køleanlæg ved hjælp af kompressorregulering, Claus S. Poulsen et.al., november 2004. – se http://www.energiledelse.com/db/filarkiv/4491/Rapport_behovsstyring_af_mindre_koeleanlaeg_februar2005.pdf
- /2/: Ergebnisse energietechnischer Untersuchungen in einem Hallenbad (RWE informiert 218 – K. Blaisin und K. Leisen 1986)
- /3/: Hallenbad in Schwalmtal (BINE Projekt Info-Service 1987)
- /4/: Diverse sammenfatninger af EU støttede projekter
- /5/: CO₂ Beregner – beregningsforudsætninger (Energistyrelsen 2006)

Bilag:

Danske anlæg

Tyske anlæg

Svenske anlæg

Rødby, besøgsrapport

Maribo, besøgsrapport

Ishøj, besøgsrapport

7 Svømmehaller i Danmark

7.1 Bov Svømmehal	
(besøgt april 2005)	
Bygninger og bassiner	Ibrugtagning 1978 25*12,5 m bassin med spring (26,5°C) 12,5*6 m morskabsbassin d=0,5-0,9 m (28,5°C)
Ventilation	Der er balanceret ventilation med varmegenvinding med varmepumpe på ventilationsanlægget
Varmepumper	1 stk. VP med 3 trin genvinder varme fra ventilationsafkast til indblæsning Kompressor er Carrier R22 – varmeeffekt 30-40 kW, men anlægget kører 90% af tiden på 33% ydelse (skøn fra køletekniker) Der er coaxialvarmevekslere (ikke så effektive) på både varm og kold side, dvs. vandflader i ventilationsanlægget + 1000 l buffer på den varme side. Varmepumpen kører når Tu (udetemperatur) > 0°C og må (krav fra varmeværk) ikke køle luft til under Tu Der er varme- og elmålere på anlægget. Målt effektivitet er oplyst til 4-5 Driftsproblemer med havarede kompressorer indtil der i 2002, blev indbygget ny indsprøjtningssystem, større receiver og olietryk-diff.pressostat. Varmeflade sidder i medstrøm. Ved besøget blev der konstateret utæthed på anlægget. Det er efterfølgende oplyst (marts 08), at anlægget totalrenoveres og der installeres et traditionelt ventilationsanlæg.
CTS	
Energi (priser e.m.)	Varmepumpen leverer ca. 1 Gcal/døgn – ca. 400 MWh/år Der købes ca. 555 MWh/år (2002-03) El a ca. 1,12 kr/kWh middel (tripletarif) + 1800 kr/år Fjernvarme: 346 kr/MWh + ca. 14000 kr/år Faktor El/varme (variabel del) = 3,2
Kontakt	Bademester Knud Gert Didriksen 7367 8919/17 – mob 2489 7025 kdi@aabenraa.dk Service ved Esbensen Køleservice (Christian) 4072 9200/2969 9032

7.2 Faxe Svømmehal	
(tekst sendt 2008-03-06 til Knud – ok samme dag)	
Bygninger og bassiner	Ibrugtagning 1978 Bygningsarealet er xx m ² Opvarmning skete tidligere med fjernvarme og et varmepumpeanlæg fra 1982 VP er nedtaget i 2005 i forbindelse med renovering af ventilationsanlæggene. 25*12,5 m bassin (27°C), 12*6 børnebassin (29-30°C)
Ventilation	Der er var og er recirkulation på ventilationen. Der var tidligere balanceret ventilation med varmegenvinding med væskekoblede batterier samt varmepumper. I dag er der 4 ventilatoranlæg med blandekammer og krydsveksler
Varmepumper	Der var oprindeligt 2 varmepumpeanlæg til svømmehallen: 1. genvinding fra afkastluft til friskluft (nedlagt medio 2005) 2. affugtning af friskluft (og recirkulation?) og varme til friskluft og børnebassin – dette anlæg er taget ud af drift før 2005 I omklædning var der varmegenvinding udelukkende med varmepumpeanlæg (2 kompressorer). Siden 2005 har der været en ventilationsunit med krydsveksler
CTS	Styrer begge ventilationsanlæg
Energi (priser e.m.)	I 200x var forbruget xx MWh fjernvarme (normalår), xx MWh el, xx m ³ vand. I 200x (efter renovering) var forbruget xx MWh fjernvarme (normalår), xx MWh el, xx m ³ vand. I sammenligning med landsgennemsnit for svømmehaller (i parentes) er forbrugene: varme x (380) kWh/m ² - el x (135) kWh/m ² - vand x (160) m ³ /m ² El a x kr/kWh + x kr/år fast afgift Fjernvarme a x kr/MWh + x kr/år fast afgift Faktor El/varme (variabel del) = x
Kontakt	Tlf. 5671 4661 (bademester Egon) Dan Dalby Nielsen (halinspektør) 5671 4292 ddn@faxehallerne.dk

rykket 2008-02-27

Vandbehandling på 25 m bassin er med 2 parallelle pumper – kun 1 kører om natten?

7.3 Haslev Svømmehal	
Bygninger og bassiner	Ibrugtagning 1977, bygningsareal 2115 m² Opvarmning sker med fjernvarme og et varmepumpeanlæg fra ca. 1983. 25 m bassin + varmtvandsbassin
Ventilation	Det er samme ventilationsanlæg, der opvarmer både hal og omklædning. Det er oplyst, at der er recirkulation. Der var ikke varmegenvinding udover varmepumpen.
Varmepumpeanlæg	Varmepumpeanlægget udnyttede energien fra afkastluften til forvarmning af brugsvand og til opvarmning af friskluft til ventilationsanlægget. Kompressoren var en DVM Copeland med 4 cylindre – ydelse 100/50%, ca. 25 kW motor direkte. Kølemiddel var R22 Anlægget blev udskiftet med et nyt ventilationsanlæg uden varmepumpe i 2005.
CTS	
Energi (priser e.m.)	Forbrug 2001: 606 MWh varme (normalår), 373 MWh el, 4678 m ³ vand. I sammenligning med landsgennemsnit for svømmehaller (i parentes) er forbrugene: Varme 304 (380) kWh/m ² - el 176 (135) kWh/m ² - vand 150 (160) m ³ /m ² Fjernvarmepris ca. 470 kr./MWh + fast afgift ca. 50.000 kr. (svarende til brutto 550 kr/MWh) Elpris, tripletarif - middelpriis ca. 1,12 kr./kWh Faktor El/varme (variabel del) = 2,4
Kontakt	Bademester Peder Jørgensen 5636 4570 Sofiendalsvej 42C, 4690 Haslev Varmepumpeservice v. Ole Kløben Køleservice, Roskilde tlf. 4636 8058

pejo1@faxekommune.dk tekst sendt 2008-02-29 40112949 – ok 2008-03-03

7.4 Horsens Svømmehal	
(før renovering i 2003)	
Bygninger og bassiner	<p>Ibrugtagning 1982</p> <p>Opvarmning skete med fjernvarme og et varmepumpeanlæg</p> <p>Der var 2 indendørs og 3 udendørs bassiner med et vandareal på 1154 m²</p>
Ventilation	Traditionelt udført
Varmepumpeanlæg	<p>EU støttede etableringen af anlægget, der bestod af 2 kompressorer (Sabroe stempel), der hentede varme fra 302 m² solabsorbere uden glas (Robinson polypropylen). Forår og efterår hentede varmepumpeanlægget desuden varme fra de udendørs bassiner.</p> <p>Der var ikke frostvæske på anlægget, der derfor blev tømt for vand om vinteren.</p> <p>COP blev målt til 1,68 (1983) og sandsynligvis efter nogle forbedringer 2,85 (1985)</p>
Drift og nedlæggelse	<p>Med tiden blev solfangerne nedbrudt og man måtte til sidst udskifte 7-8 absorbere om året.</p> <p>Der opstod utætheder i rørsystemerne.</p> <p>Kølemidlet på kompressorerne var freon 12/22?, der skulle udfases</p> <p>Udbyttet var (for) lille.</p> <p>Tilsammen betød det at anlægget blev nedlagt i forbindelse med en omfattende renovering af svømmeanlæggene i 2003.</p> <p>I dag fungerer svømmehallen med et almindeligt ventilationsanlæg med varmegenvinding samt fjernvarme</p>
Energi (priser e.m.)	<p>Fjernvarmepris ca. 400 kr./MWh + fast afgift</p> <p>Elpris ca. 1,29 kr./kWh</p> <p>Faktor El/varme (variabel del) = 3,2</p>
Kontakt	<p>Direktør Jørgen Juul 7629 2929</p> <p>kujj@horsens.dk</p>

skema fremsendt 2008-02-27

7.5 Frederikshavn (Håndsbæk Skolen)	
Bygninger og bassiner	Ibrugtagning 1970 1 bassin 16*8 m (27°C)
Ventilation	Der er balanceret ventilation med varmegenvinding med krydsvarmeveksler og varmepumpe på ventilationsanlægget. Anlægget er renoveret 2004 med en Dantherm Dan-X XWP 5/10 med integreret varmepumpe
Varmepumper	2 stk. Danfoss Maneurop MTZ 50 genvinder varme fra vent.afkast til indblæsning. COP i flg. katalog op til 4,5 Kølemiddel er R407 Ved logning på anlægget i 2006 viste det sig, at kompressorerne i perioder koblede ind og ud på tilsyneladende ulogiske tidspunkter
CTS	TAC/ Invensys – ventilationsanlægget styres af CTS
Energi (priser e.m.)	El ca. 1,25 kr/kWh + målerafgift/år Fjernvarme a 470 kr/MWh + fast afgift 200 kr/kW/år Faktor El/varme (variabel del) = 2,7
Kontakt	Energikonsulent i kommunen: Bo Nibuhr 2061 8415 bonb@frederikshavn.dk

ok fra Bo N. 2008-02-28

7.6 Ishøj Svømmehal	
Bygninger og bassiner	Ibrugtagning 1978 + 1983, udvidelse med et varmtvandsbassin 50*15,5 m, d= 1,35-1,5-3,8 m (26,5°C) Børnebassin 12,5*8 m, d= 0,5-0,85 m (29°C) Springbassin 12,5*12,5 m, d= 4 m (26,5°C) Varmtvandsbassin 12,5*8 m, d= 0,8 m (34°C) Spa 3 m ² (38°C)
Ventilation	Ventilationsanlægget kører med fuld friskluft og varmegenvinding med væskekoblede batterier (33% glucol)). Udsugningsluften køles ca. 28 til 21°C (Tu +14°C) af de væskekoblede batterier.
Brugsvand	Brugsvand opvarmes primært af varmepumpe. Fjernvarme efteropvarmer.
Varmepumper	Varmepumpeanlæg 1 udnytter energien fra afkastluften til forvarmning af brugsvand. Varmepumpeanlæg 2 udnytter energien fra afkastluften til opvarmning af friskluft til ventilationsanlægget. Ved udetemperaturer under +7°C tilføres fjernvarme til ventilationsluften. Udover at bidrage til opvarmning giver varmepumperne en høj grad af driftssikkerhed. Varmepumper er DVM Copeland, der kører i 2 trin. Der er renoveret med nye varmeplader og nye kompressorer 1998-2001
CTS	
Energi (priser e.m.)	Forbrug 2002: 1470 MWh varme, 710 MWh el, x m ³ vand. bimålere på varmepumper (el kWh/år): 39000 (anlæg 1) + 95.000 (anlæg 2) Energipriser: fjernvarme 572 kr./MWh incl fast afgift m.m. (indregnes i den variable pris), men excl.m. (varme leveres via bycentret, som Steen & Strøm administrerer) El, tripletarif, middelpriis ca. kr. 1,10 e.m. Faktor El/varme variabel = 1,92
Kontakt	Kontaktperson Allan Jacobsen/Hans Mikkelsen – tlf. 4357 7181 hkm@ishoj.dk Varmepumpeservice v. Finndan i Karlslunde (teori v. Palle, service v. Alex)

skema fremsendt 2008-02-27

7.7 Korsør Svømmehal	
Bygninger og bassiner	Ibrugtagning 1976 25*12,5 m, d= 1,3 – 1,7 m (27°C) Børnebassin 11*6 m, d= 0,7 m (27°C) Springbassin 12,5*12,5 m, d= 4,1 m (27°C) Varmtvandsbassin 9*3 m, d= 0,2 m (34°C)
Ventilation	Ventilationsanlægget kørte med 30% friskluft og uden varmegenvinding efter at varmepumpen blev taget ud af drift. Der har tidligere været væskekoblede batterier, men de er frakoblet.
Brugsvand	
Varmepumpe	Varmepumpe er installeret 1984. Der har juni 2003 været nedbrud på varmepumpen, hvorefter den er taget ud af drift. Funktion: genvinder varme fra ventilationsluft og affugter ventilationsluft (ved recirkulation) – varme tilføres friskluft. Der er 2006 gennemført en totalrenovering af ventilationsanlæggene (anslået udgift 2,5 mio.), hvor varmepumpen er udgået. I den forbindelse forventes en reduktion af energiudgiften.
Vandbehandling	Vandbehandlingsanlæg med 2 pulverfiltre + 1 kulfilter (fælles for de 3 bassiner) og 1 pulverfilter + 1 kulfilter for varmtvandsbassin.
CTS	
Energi (priser e.m.)	Energiforbrug: 5-600 kWh/døgn el til VP. Årlig udgift i alt 0,7 mio. (varme) + 0,4 (el) El, tripletarif, middelpriis ca. kr. 1,15 e.m. i 2004 Varme: kr 445 pr. MWh excl. moms Faktor El/varme variabel = 2,6
Kontakt	Kontaktperson Arne Jensen (halinspektør) – tlf. 58375044

Arne Jensen, halinspektør, arjen@slagelse.dk

Tekn. medarb. Danny Novenco. Krydsveksler på CTS med var. hastighed på ventilatorer - forventede besparelser ikke opnået

Skema fremsendt 2008-02-29 ok 2008-03-04

7.8 Maribo Svømmehal (del af Maribo Hallerne)	
Bygninger og bassiner	Ibrugtagning 1977 – bygningsareal ca. 1000 m ² 25*12,5 m, d= 1,35-1,5-3,8 m (28°C) 12,5*8 m, d= 0,5-0,85 m (28°C – onsdag 32°C)
Ventilation	Kun varmegenvinding med varmepumpe – anlæg renoveret 1997 med nye filtre og ventilatorer (Carl Bro + Glenco + Geva Automatik).
Brugsvand	
Varmepumper	renoveret i 1997. Varmepumpeanlægget udnytter energien fra afkastluften til forvarmning af brugsvand og til opvarmning af friskluft til ventilationsanlægget. Varmepumpe er en Bitzer 6H-35.2y, 25 bar, ydelse 34,5 kW med 3 cylindre – ydelse 100/66/33 %.
Vandbehandling	Vandbehandlingsanlæg med 2 tryksandfiltre + 1 kulfilter (fælles for de 2 bassiner).
CTS	Der er CTS styring af svømmehallen
Energi (priser e.m.)	Forbrug 2003 for alle haller (9100 m ² med idræt, bowling, svømning m.m.): 622 MWh el + 1476 MWh varme Varmepumpe bruger 116 MWh el (2002). Elpris, tripletarif - middelpriis ca. 1,26 kr./kWh Fjernvarme: 233 kr./MWh + 105.000 kr. fast afgift (alle haller) Faktor El/varme variabel = 5,4
Kontakt	Haldirektør Henrik Suhr 5478 1276 maribohallerne@lolland.dk

Skema fremsendt 2008-02-28 ok 2008-03-06

7.9 Møn Svømmehal (i Stege)	
Bygninger og bassiner	Ibrugtagning x - bygningsareal x m ² 25*12,5 m, d 1,2-1,9 m (°C) & xx12,5*6,5 m d= 0,9 m (x °C)
Ventilation	xxKun varmegenvinding med varmepumpe - anlæg renoveret 1992.
Brugsvand	
Varmepumper	Varmepumpe blev installeret omkring 1985 af ing. fa. Jørgen Bro. Der er en mindre og en større varmepumpe. Varmepumperne er taget ud af drift (men stadig funktionsdygtige) i 2005 i f.m. en ombygning af ventilationsanlægget (TI projekt). Årsagen til at varmepumperne tages ned er energipriserne. Ved stop af varmepumper er konstateret en elbesparelse på ca. 82.000 kr/år - svarende til 54 MWh. Et merforbrug af fjernvarme på ca. 32.000 kr/år - svarende til 160 MWh. Dette svarer til en varmepumpeeffektivitet på ca. 3 Der er installeret en varmepumpe efter samme system i Rønne, Bornholm.
CTS	
Energi (priser e.m.)	Forbrug 2001: x MWh el + x MWh varme Varmepumpe bruger ca. 54 MWh Elpris: ca. 1,52 kr/kWh Fjernvarme: 200 kr/MWh (variabel) + fast afgift Faktor El/varme variabel = 7,6
Kontakt	Claus Jæger 5581 4201 moenshallerne@sport.dk

Skema fremsendt 2008-02-28 rykket 2008-03-06

7.10 Rødby Svømmehal	
(før renovering i 2006)	
Bygninger og bassiner	Ibrugtagning 1977 – bygningsareal 1206 m ² 25*12,5 m, d 1,2-1,9 m (°C) & 12,5*6,5 m d= 0,9 m (x °C)
Ventilation	Kun varmegenvinding med varmepumpe – anlæg renoveret 1992. Der er desuden axialventilatorer, der er nedregulerede med frekvensomformere i 2000. Anlægget er renoveret i 2006
Brugsvand	
Varmepumper	installeret 1992. Varmepumpeanlægget udnyttede energien fra afkastluften til forvarmning af brugsvand og til opvarmning af friskluft til ventilationsanlægget. Kompressoren var en Bitzer 4P-15.2y, 25 bar, 1450 omdr. med R407C. Rødby Elværk har vurderet en effektfaktor på 2,87 og anbefalet at fordampner og kondensator øges. Kølemiddelrør var uisolerede. Varmepumpeanlægget er nedtaget i 2006
Vandbehandling	Vandbehandlingsanlæg med diatomitfiltre + 1 kulfilter.
CTS	
Energi (priser e.m.)	Forbrug 2001: 193 MWh el + 345 MWh varme Elpris, tripletarif - middelpriis ca. 0,99 kr./kWh Fjernvarme: 420 kr./MWh + ca. 20.000 kr. fast afgift Faktor El/varme variabel = 2,36
Kontakt	Formand for den selvejende institution Jens Peter Jensen 5494 4163 jp@hobygaard.dk Bademester Dorte 5460 1255/6154 2710 Service ved BAC Elservice 5460 1880 og Hans Erik Nielsen (VVS)

Skema fremsendt 2008-02-27 - 2008-02-28 JPJ: ok til at anvende skemaet

Vandinstallation fra Auning er overtaget, kælder er revet ned – der er udgravet – areal er udvidet
– lille bassin kører for sig selv – nyt stort ventilationsanlæg (alm.?) med intgr. styring inkl. omklædning leveret af Boelsen & Danielsen (Nakskov)

7.11 Viborg Svømmehal	
Bygninger og bassiner	Ibrugtagning 1998 25*12,5 m, 12,5*6 varmtvand, 10*5 undervisning, 12*4 morskab, 6*4 soppe, ø2 spa, rutchebane v. 25 m samt div. dyser m.m.
Ventilation	Krydsvekslere på alle anlæg
Brugsvand	Temperatursvingninger (kolde gys) Varmegenvinding på bruservand (pasningskrævende i flg. personale)
Varmepumper	2 VP a 2 komp. til svømmehal 1 VP a 2 komp. til varmtvandshal genvinder varme fra vent.afkast til indblæsning VP er indbygget i units fra Dantherm, kompressorer er Danfoss Ma-neurop Driftsproblemer med tærede varmeplader (fejlløser) samt havare-rede kompressorer (pt. 2 af anlæggene)
CTS	Invensys
Energi (priser e.m. 2005)	El a 1,17 kr/kWh middel (tripletarif) + 4500 kr/år Fjernvarme a 439 kr/MWh + 42000 kr/år + t.diff.tarif Faktor El/varme variabel = 2,7
Kontakt	Driftsleder Peder Sager, tlf. 87253180 psa@viborg.dk

Skema fremsendt 2008-02-27, rykket 2008-02-29 OK 2008.03.03

Eksisterende anlæg – varmpumper fjernet + nyt VV anlæg med direkte ventilatorer
TI har været hotline.

Leverandører af varmpumpeanlæg:

Løndahl. Jysk firma, der har stået for varmpumpeanlæggene i Haslev, Maribo, Rødby. Firmaet eksisterer ikke mere.

Jørgen Bro. Køge firma, der har stået for varmpumpeanlæggene i Stege, Faxe, Rønne.

\\KOGES\ager\Koge\2003\0348619\dok\F00008-1-NHR.doc

8 Svømmehaller i Tyskland

I 1988 blev der afsluttet et EU demonstrationsprojekt "Solar heated swimming pools in Ahaus, I 1988 blev der afsluttet et EU demonstrationsprojekt "Solar heated swimming pools in Ahaus, Stadtsteinach, Unna and Schwalmthal" og "Solar heated swimming pools in Inzell and Uelzen". Projektet blev rapporteret af Federal Institute of Sports Science i Köln.

Udover solvarme beskriver rapporterne forskellige andre energibesparende teknologier i tyske svømmehaller og udendørs svømmebassiner, bl.a. indgår varmepumper i 3 af projekterne.

De 3 anlæg med varmepumper ligger i Unna, Schwalmthal og Uelzen. I anlæggene indgår:

På fordampersiden (varmeoptager):

- lavtemperatursolfangere (uisolerede og uden glas), der herved kan udnytte både solvarme og varme fra luften
- varmegenvinding fra afkastluft
- varmegenvinding fra returskyllevand
- varmegenvinding fra bruserafløb

På kondensatorsiden (varmeafgiver) leveres varme til:

- dele af anlæggene (lavtemperaturkreds) i Unna
- de samlede anlæg (ned til frysepunktet) i Schwalmthal

8.1 Unna (20 km Ø for Dortmund)

Svømmehallen blev kontaktet telefonisk i 2006 og det blev oplyst, at varmepumpeanlægget blev nedlagt omkring 1998. Varmekilden er nu kraftvarme-baseret fjernvarme. Der var ingen yderligere forklaring på, at anlægget var nedlagt.

Der er 6 udendørs bassiner på i alt 1341 m².

Varmeforsyningen skete delvis fra 2 gaskedler, der leverede varme til et højtemperatursystem (70/55°C). Højtemperatursystemet opvarmedes også af gasmotoren på varmepumpen.

Højtemperatursystemet leverede varme til brugsvand (slutopvarmning), varmtvandsbassin, radiatoranlæg, og ventilation.

Et lavtemperatursystem (55/35°C) forsynedes hovedsageligt fra en hastighedsreguleret og gasmotordrevet varmepumpe på 240 kW køleydelse. På kondensatorsiden var der en buffertank på 6 m³. Varme kunne tilføres fra højtemperatursystemet for at hæve temperaturen til 55°C. Varmepumpeanlægget var dimensioneret til at levere det meste af varmebehovet ned til +5°C.

Varmepumpen hentede varme fra en solfanger, returskyllevand, afkastluft

Returskyllevandet lagredes i en isoleret 35 m³ tank.

Afkastluften afgav via et brinekredsløb varme til en tank (6,5 m³) forbundet til varmepumpens fordampere.

Lavtemperatursystemet leverede varme til: forvarmning af brugsvand, udendørs svømmebassiner, forvarmning af indblæsning, varme sæder og gulvvarme.

8.2 Uelzen (ca. 35 km S for Lüneburg)

Svømmehallen blev kontaktet telefonisk i 2006 og det blev oplyst, at varmepumpeanlægget blev nedlagt omkring 1991. Varmekilden er nu kraftvarme fra et minikraftværk. Der var ingen yderligere forklaring på, at anlægget var nedlagt.

Der er i alt 1990 m² udendørs bassiner og 1003 m² indendørs bassiner, bl.a. et 50 m bassin

Varmen (90-70°C) leveredes oprindeligt fra et KV- anlæg suppleret af 2 gaskedler. Der indgik desuden et varmepumpeanlæg i opvarmningen.

Varmepumpens fremløbstemperatur var op til 55 °C. Tre 3 el-drevne kompressorer muliggjorde, at anlægget kunne køre i 3 trin.

Varmepumpen hentede varme fra:

- et sol/luftvarme absorbersystem placeret ved svømmehallen. Absorberarealet var på 750 m². Absorberne var uisolerede og hentede varme fra både over- og underside. Herved blev det absorberende areal (for luftvarme) på 1500 m².
- afløb fra bassin (der udskiftes løbende vand). Der indgik desuden en direkte varmegenvindingskreds. For at udjævne belastningen indgik lagertanke for både afløb og varmt brugsvand.

8.3 Schwalmthal (V for Mönchengladbach og Viersen)

Der er 2 indendørs bassiner på i alt 270 m². Bygninger og tekniske anlæg er udført med et lavt opvarmningsbehov efter datidens normer.

Varmeforsyning

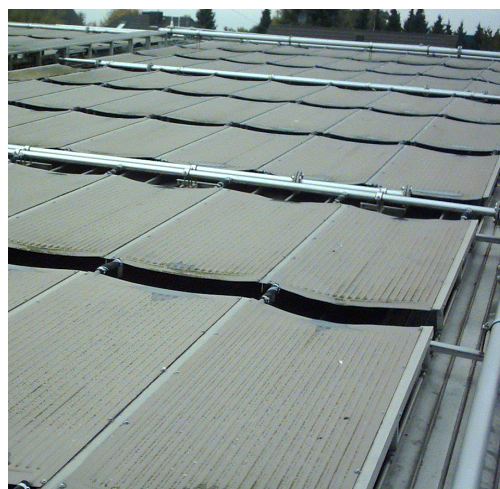
Varmeforsyningen sker fra et varmepumpesystem ned til frysepunktet. Ved lavere temperaturer suppleres med varme fra en gaskedel på en skole ved siden af. Varmen leveres til ventilationsanlæg, varmt brugsvand og bassinvarmeveksler.

Varmepumpens data er:

- kølekapacitet 53 kW
- min. temperaturer varmeoptager -7 - -10°C
- max. temperatur varmekreds +40 - 55 °C
- regulering oprindeligt 0/50/100%
- i dag 3 trin (3 el-drevne kompressorer)
- COP oprindeligt 2,5 v. KF -3°C og VF 50°C



Energistak – luftvarmeabsorber



Alu-absorbere – for sol- og luftvarme

Varmepumpen henter varme med 2 væskekredse (glycol) fra:

- et sol/luftvarme absorbersystem placeret på taget af svømmehallen (energitag). Absorberarealet er på 404 m² og hælder 4° mod SSØ. Absorberne er uisolerede og er hævet 150 mm over taget. Herved bliver det absorberende areal (for luftvarme) på 808 m². Ydelsen er ca. 44 kW
- et luftvarmeveksler (udeluft) system placeret så vinden kan komme effektivt til det (energistak). Veksleret består af 8 batterier a 24 absorbererlementer pr stk. Elementerne er lagt ovenpå på hinanden, så vinden kan blæse imellem. Det totale effektive areal er på 793 m² og effekten er ca. 36 kW
- de 2 kredse er forbundet til en 1000 l buffertank, hvorfra varmpumpen henter energien

Varmegenvinding fra ventilationsluft

I ventilationsanlægget er der både varmeveksler, varmepumpe og integreret styring. I flg. målingerne fra 1985 dækker dette anlæg 85% af behovet for opvarmning af svømmehallen (transmissionstab og ventilationstab) og herunder kondenseres 60-70% af det fordampede vand.

Varmepumpen (er opdelt på 2 kompressorer) har en COP middel på 3,5.

Driftserfaringerne med dette anlæg har været gode. I opfølgingsperioden i 1985 blev der fundet drivning på fugtføler. I løbet af 6 mdr. ændrede det reelle setpunkt sig derved fra 55 til 50% RH med forøget fordampning og driftsudgift til følge.

Varmegenvinding fra afløb

Der blev endvidere etableret et anlæg for varmegenvinding på afløbsvandet fra brusere og returskyllevand fra filtre med direkte varmeveksling og efterfølgende integreret varmepumpe i unit (fab. Menerga). I anlægget er indbygget automatisk rengøring af varmevekslerne. For at udjævne spidsbelastninger indgår der akkumuleringstanke med tilhørende pumper og filtre (er medregnet i nedenstående tal. Et anlæg efter samme princip var i drift ved besøget.

COP oprindeligt: 7-9 incl. direkte veksling (i flg. rapport fra 1986)

Anlægget dækker 2/3 af behov til brugsvandsopvarmning. Driftserfaringerne med anlægget har været gode.

Der blev i 1985 målt meget omfattende på anlæggene.

elforbrug	543 MWh (almindelig svømmehal 350 MWh)
varmeforbrug	127 MWh (almindelig svømmehal 1300 MWh)

Svømmehallen ligger således på ca. 40% af slutenergiforbruget og (i flg. tal fra 1985) på ca. 70% af primærenergiforbruget i en almindelig svømmehal.

Anlægget blev besøgt okt. 2006, hvor ing. Andrzejewski fra kommunen viste rundt og fortalte. Af driftserfaringer efter mere end 20 år blev nævnt, at der ingen problemer havde været med aluminiumsabsorberne. Derimod havde de været nødt til at udskifte slangeforbindelserne til absorberne til mere solide fleksslangeforbindelser.

8.4 Driftserfaringer for alle 3 anlæg i flg. rapportering :

- varme fra badevand - filtre og varmevekslere stopper til og skal renses ofte
- ustabil drift – kompressor kobler ind/ud. Etablering af en 6,5 m³ brinetank stabiliserede driften og øgede ydelsen med 25% (Unna).
- udfald af kompressor – pga. dårlig styring. En kompressor havarede. Det viste sig at kondensatoren havde for lille kapacitet – den blev udskiftet, hvilket hjalp (Schwalmtal). Anlægget kører herefter med en virkningsgrad på ca. 2,5
- utætheder i sol/luftabsorbere (i de fleste tilfælde af plast)

9 Varmepumpeanlæg i Sverige

Der er i projektet besøgt 2 svenske anlæg med varmepumper. Det ene i Jönköping og det andet i Vellinge.

Der har været en større interesse for varmepumper i Sverige pga. de relativt lave elpriser og den mindre udbygning med fjernvarme. I 2002 var priserne i Jönköping 0,45 kr/kWh (el) og 0,61 kr/kWh (fjernvarme).

9.1 Jönköping

Her ligger Rosenlundsbadet (Elmiavägen 4), der er opført i 1967 og udbygget i 1991. Det er et stort flot badeland/svømmehal med 50 m bassin, 25 m bassin, udspringsbassin, vandrutchebane, bølgebassin, vandkanoner m.m. indendørs. Hertil kommer familiebassin og 50 m bassin udendørs. I alt er der 10 bassiner med et samlet volumen på 5420 m³ og et bebygget areal på 8500 m². Temperaturen i de forskellige bassiner ligger på 28-36°C.

I tilknytning til svømmeanlæggene er der motionscenter, cafe og skøjtehal.

Varmeforsyning

Den primære varmforsyning sker fra skøjtehallens kølemaskiner, der leverer vand på 25-40°C fra kondensatorerne til svømmehallen. Energien anvendes til bassinopvarmning, forvarmning af brugsvand, ventilationsvarmeblader (delvis) og varmepumpe 2 og 3's fordamperside.

To varmepumpeanlæg (fordamperside opvarmes af førnævnte kølemaskiner) leverer slutopvarmning af brugsvand hhv. varme bassiner og ventilation.

I perioder, hvor køleanlæg og varmepumper ikke kan klare opvarmningen tilføres fjernvarme på især de varme kredse.

Der er varmegenvinding på ventilationsluft, luft i maskinrum og afløb (uden varmepumpe). For at udjævne spidsbelastninger indgår der akkumuleringstanke.

Energiforbrug – der blev i 2002 anvendt 4230 MWh el (8,4 kWh pr badende) og 1589 MWh varme (3,2 kWh pr badende). Dette gav en variabel udgift på 5,79 kr pr badende ud af en samlet udgift (kemi) på 7,41 kr pr badende.

Rosenlundsbadet blev besøgt aug. 2003.

9.2 Vellinge (15 km S for Malmø)

I yderkanten af byen ligger "Vanningen" (Västerbrogatan). Det er et mellemstort bade-land/svømmehal med 25 m træningsbassin, bølgebassin, undervisningsbassin, vandrutchebane, og spa pool.

Temperaturen i de forskellige bassiner ligger på 28-34°C.

Varmeforsyning

Varmeforsyning sker fra en jordvarmepumpe (fab. York med 3 stk. Bitzer kompressorer), placeret i svømmehallens teknikrum.

Varmepumpens data er:

Kølekapacitet:	189 kW ved 12-7°C (jordslanger)
Varmekapacitet:	262 kW ved 50-55°C (jordslanger)
COP:	3,4 ved ovennævnte konditioner

Varmeslangerne ligger i arealerne vest og syd for svømmehallen. Energien anvendes til bassinopvarmning, opvarmning af brugsvand og ventilationsvarmeblader.



Jordvarmepumpe til opvarmning af svømmehal (Vellinge)

Opvarmning og ventilation af svømmehallen sker med 2 ventilationsanlæg (fab. Menerga) med effektiv (ca. 80%) varmegenvinding. Der er desuden indbygget varmepumper i de 2 anlæg med direkte koblede køle-/varmeblader. Som sekundærvarmeafgivelse er varmepumperne forsynet med en varmeveksler for bassinopvarmning.

COP: 4-5 (årsmiddel i flg. leverandør)



Unit for genvinding af varme fra bruservand (Vellinge)

Der er endvidere varmegenvinding på afløbsvandet med direkte varmeveksling og efterfølgende integreret varmepumpe i unit (fab. Menerga). I anlægget er indbygget automatisk rengøring af varmevekslerne. For at udjævne spidsbelastninger indgår der akkumuleringstanke.

COP: 10-11 incl. direkte veksling i flg. leverandør

Vanningen blev besøgt nov. 2004.

10 Konklusion

I Danmark er der en masse gode og velbenyttede svømmehaller, men som regel er de meget forskellige i deres opbygning. Det være sig både i størrelser, antal bassiner, vandarealer og temperaturer etc. Ikke alle hallerne har den mest energioptimale drift, selvom næsten alle har en eller anden form for varmegenvinding.

Årsagen til disse forskelligheder ligger formodentlig i måden hallerne tidligere er blevet dimensioneret, men også de historisk lokale forskelle i energiformer og priser har været medvirkende til nogle af de dispositioner der er foretaget med hensyn til valg og fravalg af tekniske installationer.

Det har vist sig, at næsten alle de svømmehaller vi har været i undersøgt på den ene eller anden måde kan gøres mere energieffektive. Hvilket vil betyde meget på den daglige drift i tider med hurtigt stigende energipriser.

Der har vist sig en bred vifte af mulige besparelser, lige fra at få serviceeftersyn på varmepumper, til at investere i moderne reguleringsudstyr, som f.eks. frekvensomformerer / omdrejningsregulering til kompressorer og ventilatorer m.m. Der kan også laves mere radikale tiltag, som f.eks. udskiftning af forældet / uøkonomisk materiel.

På den dimensioneringsmæssige side af de tekniske installationer har der været store forskelle. Grunden til disse forskelle er tidligere tiders brug af Empiriske formler til at kalkulere en svømmehaller efter. Disse formler bruges ikke længere, idet BSim2002 programmet, via dette projekt, har fået et modul, der netop kan lave disse kalkulationer, så der nu kan opnås en ensartethed og en anskueliggørelse af hvad der sker hvis man ændre på givne forhold og tilstande.

Udviklingen af modulet til dette program har været længe under vejs og krævet mange ressourcer. Først skulle der anskueliggøres hvad der skulle måles på. Herefter skulle der analyseres hvordan målingerne indvirker på hinanden og hvor avanceret et program, der er nødvendigt. Sluttelig blev programmet kontrolleret.

Beregningsprogrammet giver mulighed for at simulere forskellige tiltag og visualisere resultatet før man går i gang med at lave investering, så det mest optimale resultat opnås.

BSim2002 vil også i fremtiden have sin berettigelse, så nye svømmehaller kan projekteres energieffektive og med høj komfort til glæde for alle.

BILAG til Kap 2.1**2a: Spørgeskema for ventilation til svømmehaller**

Standardoplysninger om svømmehal

Stamoplysninger for svømmehal				
Navn på Svømmehal				
Adresse				
Postnr		By		
Kontaktperson				
Tlf.nr.				
Årligt energiforbrug	2005	2006	2007	Angiv enhed
Elforbrug				
Varmeforbrug				

Energifor-
brug

Energiforsyning

Hvilken opvarmningstype anvendes der i svømmehallen	Sæt kryds
Fjernvarme	
Naturgas	
Olie	
Andet	
Hvis "Andet" angiv hvilken type:	

Bassiner

Er der flere bassinrum? Ja/nej

Hvis "ja", bedes bilag A udfyldes

Antal bassiner		
Bassin	Vandareal	Vandtemperatur

Ekstraudstyr

Udstyr	Sæt kryds	længde, m ² , antal osv.
Vandrutschebane		
Boblezone		
Mammutbrusere		
Hvis der findes andet udstyr, angiv det nedenfor		

Ventilation anlæg

Antal ventilationsanlæg:

Hvis der er mere end et ventilationsanlæg, bedes Bilag B udfyldt.

	Vælg ja/nej	Hvis ja	Skriv eller kryds af
Kendes alder?	Ja/nej	Alder?	
Kendes luftmængden?	Ja/nej	Luftmængde?	
Er der varmegenvinding?	Ja/nej	Hvilken?	Krydsveksler
			Rotorveksler
			Modstrømsveksler
			Koblede flader
			Heat pipes
Er der flere hastigheder?	Ja/nej	Hvilke?	2 hastigheder
			Trinløs hastighed
			Andet:
Er der styring af anlægget?	Ja/nej	Hvilke?	CTS
			Egen styringstavle
Er fugtkøler kalibreret?	Ja/nej	Hvor ofte?	

Bassinrummet

	Skriv eller marker
Hvilken luftfugtighed styres der efter?	
Hvilken temperatur styres der efter?	
Kan ventilatoranlægget magte dette?	Ja/nej
Hvordan opleves luftkvaliteten i bassinrummet?	God
	Middel
	Dårlig
Hvordan opleves luftfordelingen i bassinrummet?	God
	Middel
	Dårlig

Elfor**Ventilation i svømmehaller**

Antal ventilationsanlæg	
Alder på ventilationsanlæg	
Energiforbrug til Ventilation	
Anvendes der varmegenvinding	
Driftstid/år (opgjort i timer)	
Virkningsgrad for ventilator i %	
Eleffekt for ventilator i kW	
Gennemsnitlig indblæsningstemperatur	
Gennemsnitlig rumtemperatur	
Gennemsnitlig bassintemperatur	

Driftsfohold

Hvilke parametre styres der efter under driften?	

Tak for hjælpen!

Elfor

Ventilation i svømmehaller

2b: Svar skema - Svømmehaller

Stamoplysninger												
Navn på svømmehal	Struer Svømmehal	Erritsø Svømmehal	Hammel	Rønne Svømmehal	Vejle Centret - Idræt	Durup Svømmehal	Skive Badeland	Greve Svømmehal	Varde Svømmehal	Svendborg Svømmehal	Svendborg Svømmehal	Strib Svømme- og Motionscenter
Adresse	Park Alle	Krogsagervej 4	Thursvej 6	Højvængen 1	Willy Sørensens plads	Stadionvej 15	Skyttevej 14	Jørgen Bachs Plads	Lerpøtvej 55	Centrumpladsen 3	Ryttervej 70	Øster Alle 4-8
Stednavn						Durup						Strib
Postnr	7600	7000	8450	3700	7100	7870	7800	2620	6800	5700	5700	5500
By	Struer	Fredericia	Hammel	Rønne	Vejle	Roslev	Skive	Greve	Varde	Svendborg	Svendborg	Middelfart
Kontaktperson	Henrik Hedegaard	Kim Borg	Ebbe Støvring	Kim Johansen	Niels Kristian Kristensen	Kim Skyldahl	Helge Jakobsen	Jan Hisbjerg	Kenneth Jacobsen	Per Knudsen	Per Knudsen	Michael Koldkjær
tlf.nr.	4063 0312	7594 2220	2230 9022 / 8696 35	5695 5611	7644 6000 / 7644 60	4054 2119	2090 3093	4397 4527	2267 1218	6321 2223 / 2588 63	6321 2223	6440 1154
Energiforbrug												
				1 MJ = 0,278 kWh								
Elforbrug 2005 [kWh]	257889	146570	343000	282566	439880	145120	983241	906268		215552	622514	282900
Elforbrug 2006 [kWh]	254987	158212	352000	299217	412330	139970	999813	672414	316140	108358	625606	288822
Elforbrug 2007 [kWh]					168884							
Varmeforbrug 2005 [kWh]	819673	446286	549000	8996403	1171000	656000	1621800	1919000	888100			48317
Varmeforbrug 2006 [kWh]	865215	437869	532000	9151079	1099000	613000	1736500	1785000	839200			48920
Varmeforbrug 2007 [kWh]					501000							
Energistyring												
Fjernvarme	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Naturgas												X
Olie												
Andet												
Bassiner												
Antal bassiner	2	1	3	3	2	2	5	2	3	1	4	
1. Vandareal [m ²]	312,5	250	312,5	312,5	312,5	312,5	2100	1050	400	225	387,5	312,5
1. Vandtemperatur [°C]	27	28	28	28	26	27	28	27	28	26	27	28
1. Volumen [m ³ /h]	708											
2. Vandareal [m ²]	100		45	120,75	164	75	100	45	112		156	87,5
2. Vandtemperatur [°C]	34		35	28	33	30	28	33	32		29	30
2. Volumen [m ³ /h]	70											
3. Vandareal [m ²]			75	110,25			4		5		50	
3. Vandtemperatur [°C]			35	28			38		32		34	
3. Volumen [m ³ /h]												
4. Vandareal [m ²]							70				2,5	
4. Vandtemperatur [°C]							33				35	
4. Volumen [m ³ /h]												
5. Vandareal [m ²]							10					
5. Vandtemperatur [°C]							33					
5. Volumen [m ³ /h]												
Ekstraudstyr												
Vanddrumschebane [m]			30	40	30	3	58		60		ja	
Boblezone [stk]			2		1		7				ja	
Vandmassage			X		4							
Mammutbrusere [stk]					2		2					
Klovn med springvand [stk]					1							
Div vandsprøjt							4					
Bølgebassin							1					
Vandkanon									1			
Vand på sten									1			
Strømkanal												1

Elfor

Ventilation i svømmehaller

Svar skema - Svømmehaller

Stamoplysninger												
Navn på svømmehal	Struer Svømmehal	Erritsø Svømmehal	Hammel	Rønne Svømmehal	Vejle Centret - Idrættens Hus	Durup Svømmehal	Skive Badeland	Greve Svømmehal	Varde Svømmehal	Svendborg Svømmehal	Svendborg Svømmehal	Strib Svømme- og Motionscenter
Adresse	Park Alle	Krogsagervej 4	Thursvej 6	Højvangen 1	Willy Sørensens plads 5	Stadionvej 15	Skyttevej 14	Jørgen Bachs Plads 1	Lerpøtvej 55	Centrumpladsen 3	Ryttervej 70	Øster Alle 4-8
Stednavn						Durup						Strib
Postnr	7600	7000	8450	3700	7100	7870	7800	2620	6800	5700	5700	5500
By	Struer	Fredericia	Hammel	Rønne	Vejle	Roslev	Skive	Greve	Varde	Svendborg	Svendborg	Middelfart
Kontaktperson	Henrik Hedegaard	Kim Borg	Ebbe Støvring	Kim Johansen	Niels Kristian Kristensen	Kim Skyldahl	Helge Jakobsen	Jan Hisbjerg	Kenneth Jacobsen	Per Knudsen	Per Knudsen	Michael Koldkjær
tlf.nr.	4063 0312	7594 2220	2230 9022 / 8696 35	5695 5611	7644 6000 / 7644 6035	4054 2119	2090 3093	4397 4527	2267 1218	6321 2223 / 2588 63	6321 2223	6440 1154
Bassinrum A												
Indhold Bassinrum			Bassin 1, Bassin 3, Vandrutschebane og boblezone					Bassin 1			Bassin 1 og strømkanal	
Luftfugtighed der styres efter [%]	40-60	50-60	60	65	50-65	55-65	60	50-62	min		70	60
Temperatur der styres efter [°C]	28	29	29	30	28	28	30	28,5	27,9			30
Kan ventilatoranlægget magte dette	ja	ja	ja	ja	ja	ja	ja	ja	nej	ja	ja	ja
Opfattet luftkvalitet	god	god	god	middel	god	middel	god	god	middel	god	god	god
Fordeling af luft	god	god	god	middel	god	middel	god	god	middel	god	god	god
Ventilationsanlæg - bassinrum A												
Antal ventilationsanlæg	1	1	5	3	1	1	2	2	1	1	3	2
Alder [år]	3	4	3	30	8	12	5	1	20	1	13	6
Luftmængde [m³/h]	--	10000	--	--	27379	14000	42000	50000			35250	13000
Varmegenvinding	Heat pipes	Krydsveksler	Krydsveksler	Modstrømsveksler	Krydsveksler	Krydsveksler	Krydsveksler	Heat pipes	Krydsveksler	Krydsveksler	Krydsveksler	Krydsveksler
Styring af hastighed	Trinløs	2 hastigheder	Trinløs hastighed	2 hastigheder	Trinløs	Trinløs	Trinløs	2 hastigheder	Trinløs		2 Hastigheder	Trinløs
Anlægsstyring	CTS	Egen styringstavle	CTS	CTS	CTS	Egen styringstavle	Egen styringstavle	CTS	CTS	CTS	CTS	CTS
Kalibrering af fugtkøler	12-24 mdr	nej	Ugentlig	1 gang årligt	nej	1 gang årligt	1 gang årligt	ja	1 gang årligt	ja	1 gang årligt	nej - digital
Energiforbrug til ventilation [kWh/år]	353000	--	--	5694000-8059200	EI: 76000 Varme: 450000	EI: 36896 Varme: 195000	EI: 174516 Varme: 37059	547500	EI: 52086 Varme: 427000			66164
Anvendes der varmegenvinding	ja	ja	ja	ja	ja	ja	ja	ja		ja		ja
Virkningsgrad for ventilator [%]		76			60-65							73
Eleffekt til ventilator [kW]	23	4,6		30	ind: 2x7,5 ud: 2x7,5	2,2 / 8,2	2x11 og 2x11,8					
Gennemsnitlig indblæs temperatur [°C]	28-29	36,8	29	55			35	31			30	
Gennemsnitlig indblæs temperatur [°C]	30-38	29	31	58			35	31			40	
Gennemsnitlig rumtemperatur [°C]	28	29	30	28	28	28	29-31	28,5	28,9	28		30
Gennemsnitlig bassintemperatur [°C]	27	28	28	28	29,5	27	28-38	27,5	28	26		28-30
Driftstid [timer/år]	8760	8760		8760		8016	8760	8760	8760	8760	8760	8640
Nedsat tid [timer/år]	720											
Driftsforhold	Dag- /natdrift			1. Luftfugtighed 2. Haltemperatur	Fugt og temperatur + lille undertryk i bassinrum	styres efter indstilling en grad over	Luftfugtighed	Fugt og temperatur	Luftfugt og temp.	Vand temp. og luftfugt.	Temperatur og fugt	

Elfor

Ventilation i svømmehaller

Svar skema - Svømmehaller

Stamoplysninger												
Navn på svømmehal	Struer Svømmehal	Erritsø Svømmehal	Hammel	Rønne Svømmehal	Vejle Centret - Idræt	Durup Svømmehal	Skive Badeland	Greve Svømmehal	Varde Svømmehal	Svendborg Svømmehal	Svendborg Svømmehal	Strib Svømme- og Motionscenter
Adresse	Park Alle	Krogsagervej 4	Thursvej 6	Højvængen 1	Willy Sørensens pl	Stadionvej 15	Skyttevej 14	Jørgen Bachs Plads	Lerpøtvej 55	Centrumpladsen 3	Ryttervej 70	Øster Alle 4-8
Stednavn						Durup						Strib
Postnr	7600	7000	8450	3700	7100	7870	7800	2620	6800	5700	5700	5500
By	Struer	Fredericia	Hammel	Rønne	Vejle	Roslev	Skive	Greve	Varde	Svendborg	Svendborg	Middelfart
Kontaktperson	Henrik Hedegaard	Kim Borg	Ebbe Støvring	Kim Johansen	Niels Kristian Kriste	Kim Skyldahl	Helge Jakobsen	Jan Hisbjerg	Kenneth Jacobsen	Per Knudsen	Per Knudsen	Michael Koldkjær
tlf.nr.	4063 0312	7594 2220	2230 9022 / 8696 354	5695 5611	7644 6000 / 7644 600	4054 2119	2090 3093	4397 4527	2267 1218	6321 2223 / 2588 63	6321 2223	6440 1154
Bassinrum B												
Indhold Bassinrum			Bassin 2 og massage					Bassin2				Bassin 2, Bassin 3 og bassin 4
Luftfugtighed der styres efter [%]			60					50-62				70
Temperatur der styres efter [°C]			29					28,5				
Kan ventilatoranlægget magte dette			ja					ja				
Opfattet luftkvalitet			god					god				
Fordeling af luft			god					god				
Ventilationanlæg - bassinrum B												
Antal ventilationsanlæg			4						2			
Alder [år]			3						1			
Luftmængde [m³/h]			--									3840
Varmegenvinding			Krydsveksler					Krydsveksler				Krydsveksler
Styring af hastighed			Trinløs hastighed									2 Hastigheder
Anlægsstyring			CTS					CTS				CTS
Kalibrering af fugtkøler			Ugentlig					ja				1 gang årligt
Energiforbrug til ventilation [kWh/år]			--					547500				
Anvendes der varmegenvinding								ja				
Virkningsgrad for ventilator [%]												
Eleffekt til ventilator [kW]												
Gennemsnitlig indblæs temperatur sommer [°C]			29					31				
Gennemsnitlig indblæs temperatur vinter [°C]			31					31				
Gennemsnitlig rumtemperatur [°C]								28,5				
Gennemsnitlig bassintemperatur [°C]								27,5				29-35
Driftstid [timer/år]								8760				8760
Nedsat tid [timer/år]												
Driftsforhold								Fugt og temp				
Andre ventilationsanlæg												
Antal ventilationsanlæg												
Alder [år]			1	17	11					20		
Luftmængde [m³/h]	Intet data	2200	--	--	--							
Varmegenvinding		Krydsveksler	Krydsveksler	Krydsveksler	Krydsveksler					Krydsveksler		
Styring af hastighed		2 hastigheder	Trinløs	2 hastigheder	2 hastigheder					Trinløs		
Anlægsstyring		Egen styringstavle	CTS	CTS	CTS					CTS		
Kalibrering af fugtkøler		nej	Ugentlig	1. gang årligt						1 gang årligt		
Andre ventilationsanlæg												
Antal ventilationsanlæg												
Alder [år]												
Luftmængde [m³/h]	Intet data											
Varmegenvinding												
Styring af hastighed												
Anlægsstyring												
Kalibrering af fugtkøler												

2c: Bassinrum

Hvis der er flere bassinrum, bedes følgende opgøres pr. rum.

Bassinrum:

Antal bassiner		
Bassin	Vandareal	Vandtemperatur
Ekstraudstyr i bassinrum		
Udstyr	Sæt kryds	længde, m ² , antal
Vandrutschebane		
Boblezone		
Mammutbrusere		
Hvis der findes andet udstyr, angives det nedenfor		

Bassinrum:

Antal bassiner		
Bassin	Vandareal	Vandtemperatur
Ekstraudstyr i bassinrum		
Udstyr	Sæt kryds	længde, m ² , antal
Vandrutschebane		
Boblezone		
Mammutbrusere		
Hvis der findes andet udstyr, angives det nedenfor		

2d: Ventilationsanlæg

Udfyldes hvis der er mere end et ventilationsanlæg

Ventilationsanlæg:

	Vælg ja/nej		Skriv eller mar- ker
Kendes alder af anlæg	Ja/nej	Alder	
Kendes luftmængden	Ja/nej	Luftmængden	
Er der varmegenvin- ding	Ja/nej	Hvis ja, hvilken	Krydsveksler
			Modstrømsveksler
			Rotorveksler
			Heat pipes
Er der flere hastighe- der	Ja/nej	Hvis ja, hvilke	2 hastigheder
			Trinløs hastighed
			Andet:
Er der styring af an- lægget	Ja/nej	Hvis ja, hvilke	CTS
			Egen styringstavle
Er fugtkøler kalibreret	Ja/nej	Hvis ja, hvor ofte	

Ventilationsanlæg:

	Vælg ja/nej		Skriv eller mar- ker
Kendes alder af anlæg	Ja/nej	Alder	
Kendes luftmængden	Ja/nej	Luftmængden	
Er der varmegenvin- ding	Ja/nej	Hvis ja, hvilken	Krydsveksler
			Modstrømsveksler
			Rotorveksler
			Heat pipes
Er der flere hastighe- der	Ja/nej	Hvis ja, hvilke	2 hastigheder
			Trinløs hastighed
			Andet:
Er der styring af an- lægget	Ja/nej	Hvis ja, hvilke	CTS
			Egen styringstavle
Er fugtkøler kalibreret	Ja/nej	Hvis ja, hvor ofte	