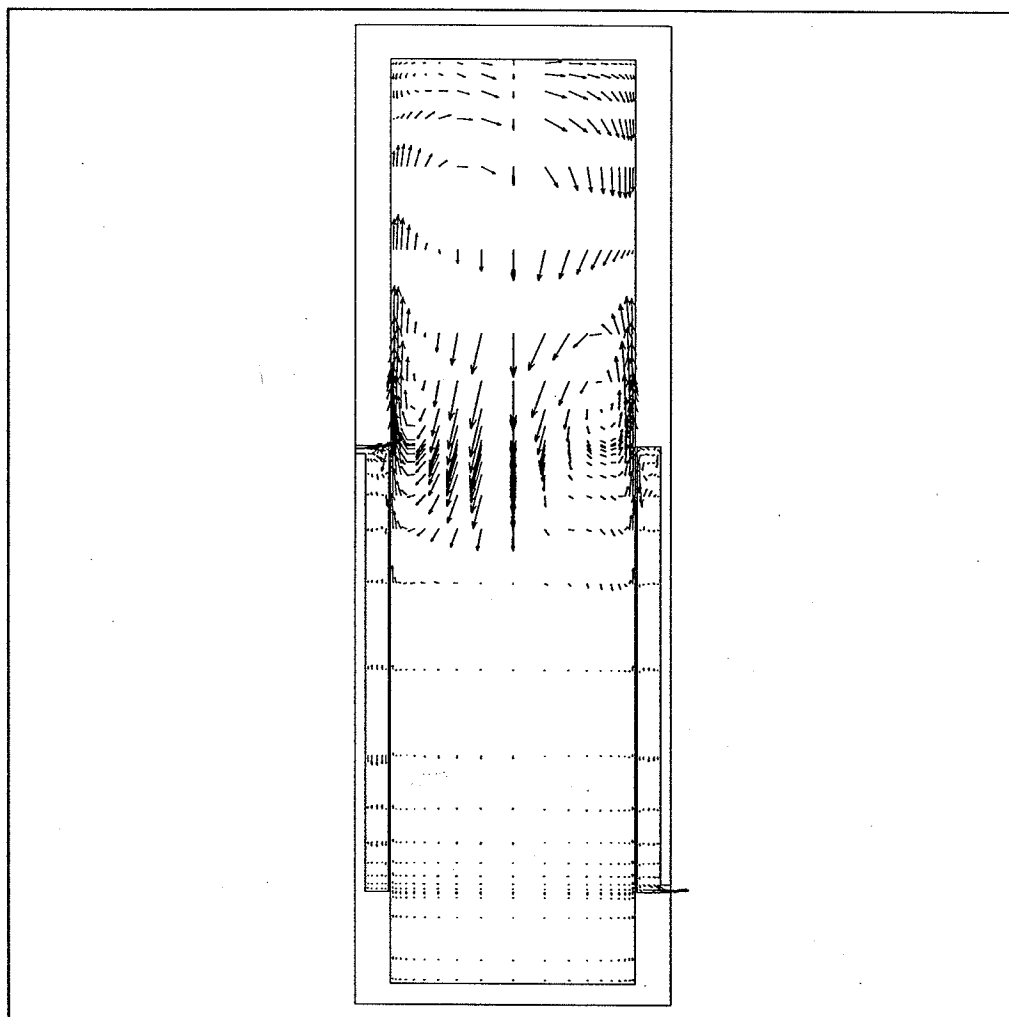


VARMEOVERFØRINGSMÆSSIGE FORHOLD FOR KAPPEBEHOLDERE

LOUISE JIVAN SHAH

DTU



RAPPORT
R-019

1998

ISSN 1396-4011

ISBN 87-7877-018-1

INSTITUT FOR BYGNINGER OG ENERGI
DANMARKS TEKNISKE UNIVERSITET



IBE

I. Forord

Som led i Institut for Bygninger og Energis aftale med Energistyrelsen og Prøvestationen for Solenergi om basistilskud til aktiviteter vedrørende solvarmeanlæg, sags nr. 51186/97-0002, er denne rapport udarbejdet.

Rapporten beskriver arbejdet, som er udført på Institut for Bygninger og Energi, under delprojektet "Varmeoverføringsmæssige forhold for kappebeholdere".

Projektgruppe:

Louise Jivan Shah, civ.ing.

Simon Furbo, civ.ing., lich.tech.

Elsa Andersen, akademiing.

Martin Dandanell, maskinarbejder

Lars Kæstel Jørgensen, elektronikmekaniker

Gitte Nellemose, teknisk tegner

Anne Rasmussen, korrespondent

II. Resumé

Denne rapport beskriver eksperimentelle og teoretiske undersøgelser af varmeoverføringsmæssige forhold for kappebeholdere. De gennemførte undersøgelser er en fortsættelse af undersøgelser startet i 1996 /1/.

I alt er fem forskellige kappebeholdere afprøvet i Instituttets indendørs lagerprøvestand. Beholderne har forskellige volumener, højde/diameter forhold, kappebredder og kappehøjder. Kappebeholderne er afprøvet under forskellige typiske driftsforhold.

- Forsøgene viste, at det er en fordel, både for opbygning og bevarelse af temperaturlagdelingen i brugsvandsvolumenet, og for afkøling af solfangervæsken gennem lageret, hvis kappebredden er stor. Årsagen er, at solfangervæskens opblanding i toppen af kappen er større ved en smal kappe. En bredere kappe medfører nemlig, at de naturlige drivkræfter i kappen bliver mere dominerende.
- Forsøgene viste, at det er en fordel, både for opbygning og bevarelse af temperaturlagdelingen i brugsvandsvolumenet, og for afkøling af solfangervæsken gennem lageret, hvis højde/diameter forholdet er stort.
- De dynamiske forsøg viste, at temperaturlagdelingen opbygges meget nemt i brugsvandsvolumenet. Når temperaturlagdelingen er opbygget er den meget svær at ødelægge igen - selv under 'svære driftsbetingelser'.

De strømningsmæssige og termiske forhold både for brugsvandet i beholderen og for solfangervæsken i kappen igennem afprøvningerne er taget i beregning ved hjælp af detaljerede CFD-modeller for de afprøvede kappebeholdere. Beregningerne blev valideret mod målingerne, og resultaterne viste, at CFD-modellerne beregner temperaturforholdene i kappebeholderne korrekt.

I de efterfølgende undersøgelser er CFD-beregningerne benyttet til at give et større og mere detaljeret indblik i, hvorledes varmetransporten fra f.eks. solfangervæsken til varmtvandsbeholderen foregår.

Desuden er der udført et antal detaljerede parameteranalyser, som det ikke er muligt at udføre eksperimentelt. De analyser, der er tale om, afklarer, hvorledes hhv. beholderens højde/diameter forhold, beholderens kappebredde og volumenstrømmen i kappen har indflydelse på den konvektive varmeovergang fra solfangervæsken til beholdervæggen.

- Resultaterne viste, at brugsvandsbeholderens højde/diameter forhold ikke har nogen indflydelse på den konvektive varmeovergang fra solfangervæske til beholdervæg.
- Desuden viste undersøgelserne, at under typiske driftssituationer er det den naturlige konvektion i kappen, der er dominerende.
- Endelig viste undersøgelserne, at kappebredden har en direkte indflydelse på den konvektive varmeovergang fra solfangervæsken til beholdervæggen.

Undersøgelserne muliggjorde at opstille korrelationer til beskrivelse af den konvektive varmetransport mellem solfangervæsken og beholdervæggen.

III. Summary

This report describes experimental and theoretical investigations of heat transfer in mantle tanks. The effected investigations are a continuation of investigations initiated in 1996/1/.

A total of five different mantle tanks have been tested in the indoor storage test facility of the Institute. The tanks have different volumes, height/diameter ratios, mantle widths and mantle heights. The mantle tanks were tested under different typical working conditions.

- The tests showed that it is advantageous both to the building and keeping of the temperature stratification of the domestic water volume and to the cooling of the solar collector fluid through the tank if the mantle is wide. The reason is that the mixing of the solar collector fluid at the top of the mantle is larger in a slim mantle. The fact is that a wider mantle implies that the natural working powers in the mantle become more predominant.
- The tests showed that it is advantageous both to the building and the keeping of the temperature stratification of the domestic water volume and to the cooling of the solar collector fluid through the tank if the height/diameter ratio is large.
- The dynamic tests showed that the temperature stratification is very easily built up in the domestic water volume. When the temperature stratification is built, it is very difficult to destroy again – even under “hard working conditions”.

The flow and the thermal conditions of the domestic water in the tank and of the solar collector fluid in the mantle through the tests have been calculated by means of detailed CFD-models for the tested mantle tanks. The calculations were validated against the measurements, and the results showed that the CFD-models calculate the temperatures in the mantle tanks correctly.

In the subsequent investigations the CFD-calculations have been used for giving a larger and more detailed insight into how the heat transfer from for instance the solar collector fluid to the hot water tank takes place.

Further, a number of detailed parameter analyses have been carried out, which are impossible to carry out experimentally. The analyses in question clarify how the height/diameter ratio of the tank, the mantle width of the tank and the volume flow rate in the mantle respectively, influence the convective heat transfer from the solar collector fluid to the tank wall.

- The results showed that the height/diameter ratio of the domestic water tank does not influence the convective heat transfer from the solar collector fluid to the tank wall.
- Further, the investigations showed that in typical working situations the natural convection in the mantle would be predominant.
- Finally, the investigations showed that the width of the mantle has a direct influence on the convective heat transfer from the solar collector fluid to the tank wall.

The investigations made it possible to draw up correlations to describe the convective heat transfer between the solar collector fluid and the tank wall.

IV. Indholdsfortegnelse

I. Forord	i
II. Resumé	ii
III. Summary	iii
IV. Indholdsfortegnelse	iv
V. Figurliste	vi
1. Indledning	1
2. Målinger i lagerprøvestand	3
2.1 Prøvestanden	3
2.2 Beholderdesign	4
2.3 Forsøgsrække	4
2.4 Resultater	6
2.4.1 Test 1: Stationær test	6
2.4.1.1 Prøvningsforhold for beholder 1, 2 og 3	6
2.4.1.2 Resultater for beholder 1, 2 og 3	10
2.4.1.3 Prøvningsforhold for beholder 4 og 5	15
2.4.1.4 Resultater for beholder 4 og 5	18
2.4.2 Test 2: Dynamisk forsøg	22
2.4.2.1 Prøvningsforhold for beholder 1, 2 og 3	22
2.4.2.2 Resultater for beholder 1, 2 og 3	25
2.4.2.3 Prøvningsforhold for beholder 5	31
2.4.2.4 Resultater for beholder 5	34
2.4.3 Test 3: Dynamisk forsøg	36
2.4.3.1 Prøvningsforhold for beholder 1, 2 og 3	36
2.4.3.2 Resultater for beholder 1, 2 og 3	39
2.5 Sammenfatning	43
3. Teoretisk analyse af kappebeholderne	45
3.1 CFD-modellen	45

3.2 Validering af modellen.....	47
3.2.1 Validering med den stationære test	47
3.2.2 Validering med dynamisk test 2	49
3.3 Eksempler på varmetransport fra solfangervæske til varmtvandsbeholder	51
3.4 Parametervariationer.....	54
3.4.1 Analyse metode	55
3.4.2 Kappebredde.....	59
3.4.3 Brugsvandsbeholderens højde/diameter forhold	62
3.4.4 Massestrøm	63
3.5 Sammenfatning	64
4. Konklusion.....	66
5. Referencer	68
6. Symbol liste.....	69
7. Appendiks	70
7.1 Analytisk gennemgang af de beskrivende ligninger.....	70
7.1.1 Kontinuitetsligningen	70
7.1.2 Impulsligningen	72
7.1.3 Energiligningen.....	75
7.2 Turbulens modeller	78
7.2.1 Boussinesq's antagelse.....	80
7.2.2 Zero-Equation modeller	81
7.2.3 One-Equation modeller.....	81
7.2.4 Two-Equation modeller eller k- ϵ modellen.....	83
7.2.5 Andre turbulens modeller.....	84
7.3 Litteraturliste til appendiks.....	85
7.4 Symbol liste til appendiks.....	86

V. Figurliste

Figur 1-1: Beholderne uden isolering. Beholder nr. 6 og 7 undersøges ikke i denne rapport.....	2
Figur 2-1: De fem beholdere med målepunkter.	4
Figur 2-2: Lufttemperatur ved stationær test for beholder 1, 2 og 3. Forskellene i lufttemperaturerne har ikke nogen nævneværdig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.	8
Figur 2-3: Volumenstrøm i kappen ved stationær test for beholder 1, 2 og 3. Her ligger volumenstrømmen i beholder 3 væsentligt under volumenstrømmene i beholder 1 og 2. Volumenstrømmen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.	8
Figur 2-4: Fremløbstemperatur til kappen ved stationær test for beholder 1, 2 og 3. Her ligger fremløbstemperaturen i beholder 3 væsentligt under fremløbstemperaturen i beholder 1 og 2. Fremløbstemperaturen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.	9
Figur 2-5: Varmekapacitetsstrømmen ved stationær test for beholder 1, 2 og 3. Her ligger varmekapacitetsstrømmen i beholder 3 væsentligt under varmekapacitetsstrømmene i beholder 1 og 2.	9
Figur 2-6: Fiktive målepunkter i beholder 1, 2 og 3. Mellem hvert målepunkt er der lige store volumener.	10
Figur 2-7: Temperaturer i brugsvandet under den stationære test. Efter ca. 25 timer er tanken helt opvarmet.	11
Figur 2-8: Temperaturer i brugsvandet under den stationære test. Efter ca. 25 timer er tanken helt opvarmet.	12
Figur 2-9: Fremløbstemperatur til kappen og returtemperatur fra kappen under den stationære test for beholder 1 og 2.	12
Figur 2-10: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderne. Det nederste lag i beholderne er ikke medtaget i figuren, fordi dette lag delvis ligger under kappen.	13
Figur 2-11: Temperaturer i brugsvandet under den stationære test.	14
Figur 2-12: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderen. Det nederste lag i beholderen er ikke medtaget i figuren, fordi dette lag delvis ligger under kappen.	14
Figur 2-13: Lufttemperatur ved stationær test for beholder 4 og 5. Forskellene i lufttemperaturerne har ikke nogen nævneværdig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.	16
Figur 2-14: Volumenstrøm i kappen ved stationær test for beholder 4 og 5. Volumenstrømmen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.	16
Figur 2-15: Fremløbstemperatur til kappen ved stationær test for beholder 4 og 5. Fremløbstemperaturen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.	17
Figur 2-16: Varmekapacitetsstrømmen ved stationær test for beholder 4 og 5.	17

Figur 2-17: Fiktive målepunkter i beholderne 4 og 5. Mellem hvert målepunkt er der lige store volumener.	18
Figur 2-18: Temperaturer i brugsvandet under den stationære test. De manglende resultater i midten af forsøget skyldes dataudfald.	19
Figur 2-19: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderen. Det nederste lag i beholderen er ikke medtaget i figuren, fordi dette lag delvis ligger under kappen. De manglende resultater efter ca. 15 timer skyldes dataudfald.	20
Figur 2-20: Temperaturer i brugsvandet under den stationære test.	20
Figur 2-21: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderen. Det nederste lag i beholderen er ikke medtaget i figuren, fordi dette lag delvis ligger under kappen.	21
Figur 2-22: Temperaturer i brugsvandet under den stationære test.	21
Figur 2-23: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderen. Det nederste lag i beholderen er ikke medtaget i figuren, fordi dette lag delvis ligger under kappen.	22
Figur 2-24: Lufttemperatur ved dynamisk test 2 for beholder 1, 2 og 3. Forskellene i lufttemperaturerne har ikke nogen nævneværdig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.	23
Figur 2-25: Volumenstrøm i kappen ved dynamisk test 2 for beholder 1, 2 og 3. Volumenstrømmene i de tre beholdere er meget ens. Volumenstrømmen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.	24
Figur 2-26: Fremløbstemperatur til kappen ved dynamisk test 2 for beholder 1, 2 og 3. Fremløbstemperaturerne i de tre beholdere er meget ens. Fremløbstemperaturen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.	24
Figur 2-27: Varmekapacitetsstrømmen ved stationær test for beholder 1, 2 og 3. Her ligger varmekapacitetsstrømmen i beholder 1 væsentligt under varmekapacitetsstrømmene i beholder 2 og 3.	25
Figur 2-28: Temperaturer i brugsvandet i beholder 1 ved dynamisk test 2.	28
Figur 2-29: Temperaturer i brugsvandet i beholder 2 ved dynamisk test 2.	28
Figur 2-30: Temperaturer i brugsvandet i beholder 3 ved dynamisk test 2.	29
Figur 2-31: Fremløbstemperatur til kappen og returtemperatur fra kappen under den dynamiske test 2 for beholder 1, 2 og 3.	29
Figur 2-32: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderne 1 og 2.	30
Figur 2-33: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderne 2 og 3.	30
Figur 2-34: Lufttemperatur ved dynamisk test 2 for beholder 5 med hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. Lufttemperaturen er meget ens ved de to forsøg.	32
Figur 2-35: Volumenstrøm i kappen ved dynamisk test 2 for beholder 5 med hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. Volumenstrømmen falder noget ved 34% propylenglykol/vand forsøget.	32
Figur 2-36: Fremløbstemperatur til kappen ved dynamisk test 2 for beholder 5 med hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. Fremløbstemperaturerne i de to forsøg er meget	

ens. Fremløbstemperaturen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdelingen i brugsvandet	33
Figur 2-37: Varmekapacitetsstrømmen ved stationær test for beholder 5 med hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske.....	33
Figur 2-38: Temperaturer i brugsvandet i beholder 5, med vand som solfangervæske, ved dynamisk test 2.	35
Figur 2-39: Temperaturer i brugsvandet i beholder 5, med 34% propylenglykol/vand som solfangervæske, ved dynamisk test 2.....	35
Figur 2-40: Overført effekt i de syv øverste lag i beholder 5 med hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske, ved dynamisk test 2.....	36
Figur 2-41: Lufttemperatur ved dynamisk test 3 for beholder 1, 2 og 3. Forskellene i lufttemperaturerne har ikke nogen nævneværdig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.....	37
Figur 2-42: Volumenstrøm i kappen ved dynamisk test 3 for beholder 1, 2 og 3. Volumenstrømmene i de tre beholdere er meget ens. Volumenstrømmen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.....	38
Figur 2-43: Fremløbstemperatur til kappen ved dynamisk test 3 for beholder 1, 2 og 3. Fremløbstemperaturerne i de tre beholdere er meget ens. Fremløbstemperaturen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.	38
Figur 2-44: Varmekapacitetsstrømmen ved dynamisk test 3 for beholder 1, 2 og 3.....	39
Figur 2-45: Temperaturer i brugsvandet i beholder 1, med vand som solfangervæske, ved dynamisk test 3.	40
Figur 2-46: Temperaturer i brugsvandet i beholder 2, med vand som solfangervæske, ved dynamisk test 3.	41
Figur 2-47: Temperaturer i brugsvandet i beholder 3, med vand som solfangervæske, ved dynamisk test 3. De manglende temperaturer i midten af forsøget skyldes dataudfald.	41
Figur 2-48: Fremløbstemperatur til kappen og returtemperatur fra kappen under den dynamiske test 3 for beholder 1, 2 og 3.	42
Figur 2-49: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderne 1 og 2.....	42
Figur 2-50: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderne 2 og 3.....	43
Figur 3-1: Den tredimensionale model af kappebeholder 1. <i>Venstre</i> : Skitse af beholderen med indløb til - og udløb fra kappen. Skitsen er drejet lidt omkring symmetriplanet, således at det fremgår, at det er en halv beholder der modelleres. <i>Midt</i> : Beregningsnettet i det lodrette plan. <i>Højre</i> : Beregningsnettet i det vandrette plan.....	46
Figur 3-2: Prøvningsforholdene ved målingerne og i simuleringen. Prøvningsforholdene virker som input/randbetingelser i modellen.....	47
Figur 3-3: Målt og beregnet returtemperatur fra kappen.....	48
Figur 3-4: Målte og simulerede temperaturer i brugsvandet under den stationære test.	48

Figur 3-5: Prøvningsforholdene ved målingerne og i simuleringen. Prøvningsforholdene virker som input/randbetingelser i modellen.....	49
Figur 3-6: Målt og beregnet returtemperatur fra kappen.....	50
Figur 3-7: Målte og simulerede temperaturer i brugsvandet under den stationære test.	50
Figur 3-8: Varmestrøm og temperaturdifferens mellem solfangervæske og beholdervæg efter 1,67 timer i dynamisk test 2. Fremløbstemperaturen er på dette tidspunkt 30°C.....	51
Figur 3-9: Varmestrøm og temperaturdifferens mellem solfangervæske og beholdervæg efter 3,33 timer i dynamisk test 2. Fremløbstemperaturen er på dette tidspunkt 70°C.....	52
Figur 3-10: Varmestrøm og temperaturdifferens mellem solfangervæske og beholdervæg efter 5 timer i dynamisk test 2. Fremløbstemperaturen er på dette tidspunkt 30°C.....	52
Figur 3-11: Strømningerne i kappen og i varmtvandsbeholderen efter 1,67 timer i dynamisk test 2.53	
Figur 3-12: Strømningerne i kappen og i varmtvandsbeholderen efter 3,33 timer i dynamisk test 2.53	
Figur 3-13: Strømningerne i kappen og i varmtvandsbeholderen efter 5 timer i dynamisk test 2.	53
Figur 3-14: Den konvektive varmeoverføringskoefficient fra solfangervæske til beholdervæg ønskes bestemt.....	55
Figur 3-15: Principskitse af kappens opbygning. I figuren er kappen 'foldet ud' så den er plan. I modellen følger kappen naturligvis en cylinderform.	57
Figur 3-16: Reynolds tal er gennemgående meget mindre end Rayleighs tal. Derfor er det den naturlige konvektion, der er dominerende.	59
Figur 3-17: Kappebreddens indflydelse på den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg. dz angiver kappebredden i [m], og de tilnærmede udtryk er afbildet med fuldt optrukne linjer.	60
Figur 3-18: Definition af kappens indvendige og udvendige radius.	61
Figur 3-19: Kappebreddens indflydelse på Ra-Nu korrelationerne.	62
Figur 3-20: Højde/diameter forholdets indflydelse på den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg.....	63
Figur 3-21: Massestrømmens indflydelse på den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg.....	64
Figur 7-1: Differentiel kontrol volumen i rektangulære koordinater.....	70
Figur 7-2: Overfladekraftens komponenter og indekseringer (a), samt tangential og normalforskydningernes komponenter og indekseringer.....	73
Figur 7-3: Normal- og tangentialforskydninger i x-retningen.....	73
Figur 7-4: Relationen mellem u , u og u' , grafisk illustreret.	79

1. Indledning

Som et led i arbejdet med at videreudvikle, forbedre og billiggøre solvarmeanlæg i Danmark, er det vigtigt at kunne forudsige anlægsydelse under forskellige forhold. Især er det afgørende at kunne vurdere virkningen af forskellige anlægsændringer og driftsændringer. Til det formål skal detaljerede beregningsredskaber, som kan bestemme solvarmeanlæggenes anlægsydelse præcist, anvendes.

Forsknings- og udviklingsresultater inden for solvarmeområdet har gennem de sidste 10 år vist, at low flow solvarmeanlæg baseret på *kappebeholdere*¹ yder væsentligt mere end traditionelle anlæg baseret på f.eks. spiralbeholdere². Yderligere har det vist sig, at især beholdernes udformning har afgørende indflydelse på solvarmeanlæggenes ydelse.

Det er med baggrund i ovenstående erkendelser, at kappebeholder undersøgelserne, der er beskrevet i nærværende rapport, er indledt. Undersøgelserne, som er gennemført i dette projekt, er en fortsættelse af undersøgelser startet i 1996 /1/.

I alt er fem forskellige kappebeholdere undersøgt i Institut for Bygninger og Energis lagerprøvestand. Beholderne har forskellige volumener, højde/diameter forhold, kappebredder og kappehøjder, jf. Tabel 1-1. Både vand og en 34% propylenglykol/vand blanding er benyttet som solfangervæske i afprøvnin-
gerne.

Beholder	Beholder 1	Beholder 2	Beholder 3	Beholder 4	Beholder 5
Vægt (tom) [kg]	81,2	79,3	78,6	109,1	-
Beholdervolumen [l]	175	175	175	265	265
Kappevolumen [l]	28,9	8,8	6,0	12,2	36,3
Volumen over elpatron [l]	71	71	71	99	99
Volumen over kappe [l]	81	81	81	109	109
Beholderhøjde [m]	1,44	1,44	0,91	1,38	1,38
Indvendig diameter [m]	0,394	0,394	0,494	0,494	0,494
Godstykkelse, beholder [m]	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
Kappebredde [m]	0,0335	0,0105	0,0105	0,0105	0,0335
Kappehøjde [m]	0,7	0,7	0,4	0,715	0,715
Godstykkelse, kappe [m]	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
Varmeoverførende areal [m ²]	0,88	0,88	0,63	1,12	1,12
Isoleringstykkelse Top/Sider [m/m]	0,075/0,05 (Mineraluld)	0,075/0,05 (Mineraluld)	0,075/0,05 (Mineraluld)	0,075/0,05 (Mineraluld)	0,075/0,05 (Mineraluld)

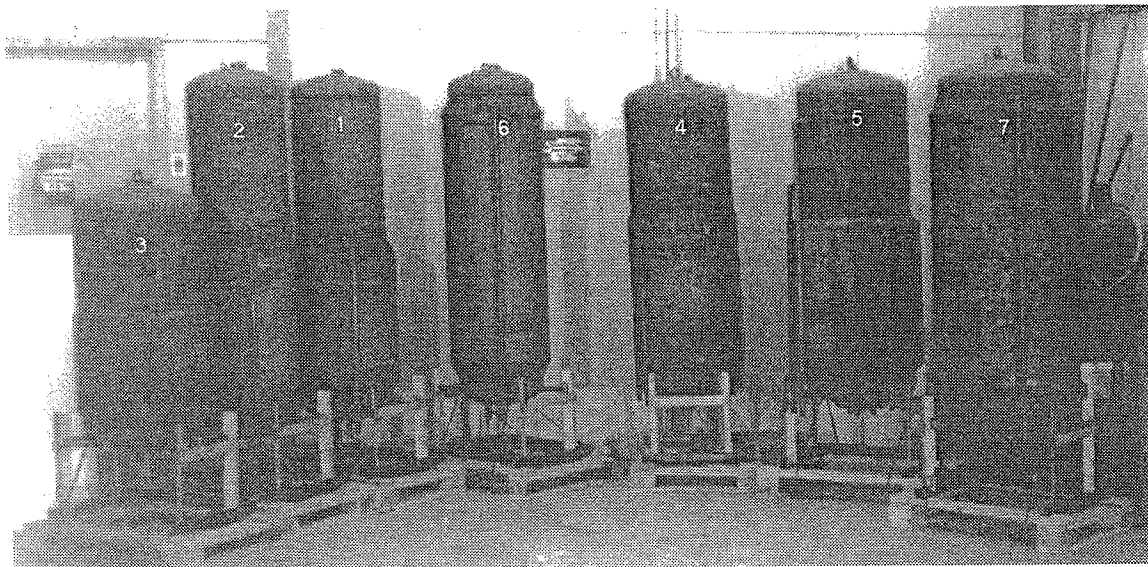
Tabel 1-1: Data for de fem beholdere.

¹ Kappebeholder: En solvarmebeholder, hvor solvarmen overføres til brugsvandet via en kappe, der er svøbt omkring varmtvandsstanken.

² Spiralbeholder: En solvarmebeholder, hvor solvarmen overføres til brugsvandet via en varmevekslerspiral, der er placeret i bunden af varmtvandsstanken.

For at kunne optimere kappebeholderne, er det meget vigtigt at man kan forstå og modellere, opbygningen af den termiske lagdeling i beholderen. Det er ikke ud fra målinger muligt, at få det meget detaljerede indblik i beholdernes virkemåde. Derfor er de strømningsmæssige og termiske forhold både for brugsvandet i beholderen, og for solfangervæsken i kappen, undersøgt ved CFD-beregninger³.

Fordelen ved at anvende CFD-beregninger til disse analyser er, at CFD-modellen til ethvert tidspunkt beregner de termiske og strømningsmæssige forhold overalt i beholderen. Derfor kan CFD-modellen bl.a. benyttes til at bestemme varmeoverførselssevnen mellem solfangervæske og brugsvand under forskellige driftsforhold.



Figur 1-1: Beholderne uden isolering. Beholder nr. 6 og 7 undersøges ikke i denne rapport.

³ CFD: Computational Fluid Dynamics

2. Målinger i lagerprøvestand

De fem beholdere er testet i instituttets lagerprøvestand. Varmetabskoefficienten er bestemt for alle beholderne /1/, og for beholderne 1, 2, 3 og 5 er yderligere forskellige dynamiske tests udført. Formålet med undersøgelseerne er, at få et større indblik i kappebeholdernes virkemåde. Desuden skal målingerne benyttes til at validere de mere detaljerede CFD-beregninger.

2.1. Prøvestanden

Ved prøvninger i prøvestanden måles følgende størrelser:

- Solfangervæskens fremløbstemperatur.
- Solfangervæskens returtemperatur.
- Solfangervæskens volumenstrøm
- 7 temperaturer inden i beholderen.
- 5 temperaturer udvendigt på kappen.
- Brugsvandets fremløbstemperatur.
- Brugsvandets returtemperatur.
- Omgivelsernes temperatur.

Desuden kan effekt tilførslen fra solfangervæsken styres ved enten:

- at holde en konstant fremløbstemperatur.
- eller afsætte en konstant effekt.

Temperaturerne måles ved hjælp af kobber/konstantan termoelementer (Type TT). Temperaturforskelle i solfangerkreds og tappekreds måles med termosøjler med 5 tråde. Herved opnås større målenøjagtighed. Målepunkterne i væskekredeene er placeret i dykrør, således at der er ét dykrør til hver tråd. Dermed bliver reaktionstiden hurtigst. Termoelementerne inde i beholdere er placeret i et glasrør, som er ført ind i tanken fra bunden.

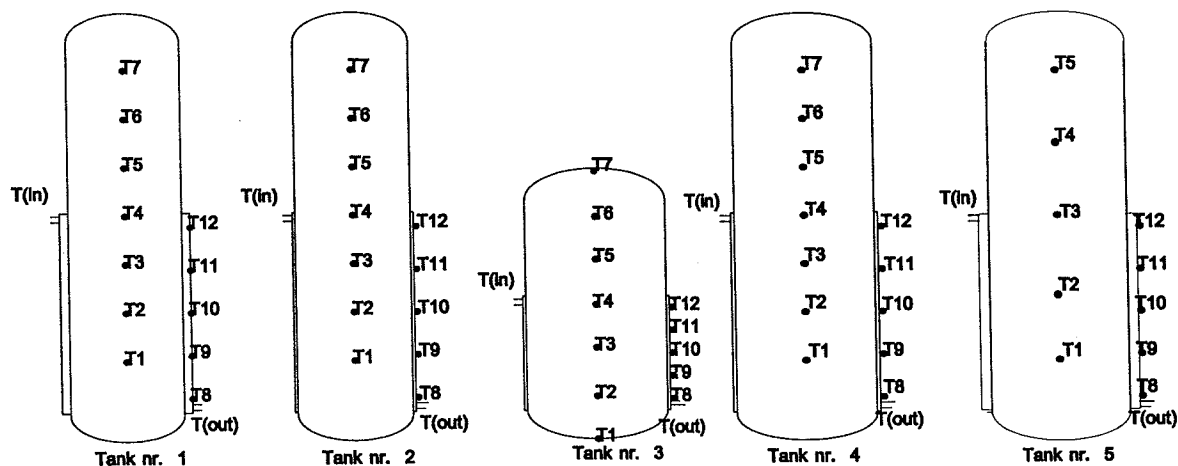
Målenøjagtigheden på termotrådene anslås til ca. $\pm 0,5$ K. Målenøjagtigheden på termosøjlerne anslås til ca. $\pm 0,03$ K.

Volumenstrømmen i solfangerkredsen måles ved en *aqua metro* (Type VZTH 8-G) flowmåler. Måleren udsender pulser, som registreres i dataloggersystemet. I solfangerkredsen svarer en puls til ca. 0,1 l. Flowmåleren har en nøjagtighed på ca. ± 1 %.

Datalogningen styres af en PC'er, med udviklet (på Institut for Bygninger og Energi) software til formålet. Datalogningen foregår via 2 Schlumberger IMP målekort (Type 35951C og Type 35952A) til hhv. registrering af temperaturer og volumenstrømme. Desuden er der tilsluttet en 30-kanals skriver til opstillingen. For en nærmere beskrivelse af lagerprøvestandens styring af fremløbstemperatur og effekt henvises til /2/.

2.2. Beholderdesign

I alt er fem kappebeholdere testet i instituttets lagerprøvestand. Kappebeholdernes geometriske data er gengivet i tabel 1-1, og figur 2-1 viser en skitse af kappebeholderne.



Figur 2-1: De fem beholdere med målepunkter.

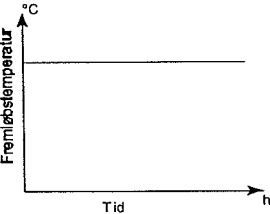
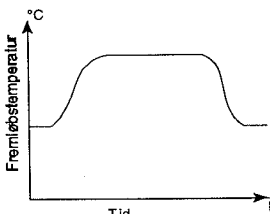
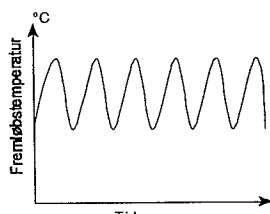
Beholderne nr. 3 og 4 svarer hhv. til Danlager 1000 og Danlager 2000 fra Nilan A/S. Beholder nr. 5 er også udformet ligesom Danlager 2000, men kappen er ca. 2 cm bredere. Beholder nr. 1 og beholder nr. 2 udskiller sig ved, at højde/diameter forholdet er væsentligt større for disse beholdere.

Beholderne er cylinderformede, lavet af stål, og varmtvandstanken er indvendigt beskyttet af to lag glasemalje.

2.3. Forsøgsrække

Forsøgene omfatter undersøgelse af afkøling af solfangervæsken i kappen, samt opbygning af temperaturlagdeling under stationær drift og under dynamisk drift.

Nedenstående tabel 2-1 beskriver de enkelte forsøg nærmere:

Forsøg	Beskrivelse
Stationær test (test 1) 	Beholdernes opvarmes til stationær tilstand ved at holde en konstant fremløbstemperatur på ca. 70°C samt en konstant volumenstrøm i solfangerkredsen, indtil stationære forhold er indtrådt. Derved svarer beholdernes varmetab til den effekt, som solfangerkredsen tilfører beholderen. Varmetabskoefficienterne kan herefter beregnes ud fra beholdernes varmetab og middeltemperatur, samt ud fra omgivelsernes temperatur.
Dynamisk test (test 2) 	Med udgangspunkt i et koldt lager (ca. 16°C), uden lagdeling, opvarmes lageret via solfangerkredsen (kappen). Fremløbstemperaturen til kappen følger mønsteret vist i figuren. Denne test skal simulere en dag hvor der er en lille solbestrålingsstyrke om formiddagen og om eftermiddagen, men en stor bestrålingsstyrke midt på dagen. Dette giver en lav fremløbstemperatur om formiddagen og om eftermiddagen, samt en høj temperatur midt på dagen. Volumenstrømmen i solfangerkredsen har været ca. 0,45 l/min.
Dynamisk test (test 3) 	Med udgangspunkt i et koldt lager (ca. 16°C), uden lagdeling, opvarmes lageret via solfangerkredsen (kappen). Fremløbstemperaturen til kappen følger mønsteret vist i figuren. Denne test skal simulere en dag med mange skyer. Dvs. at der skiftevis er sol og skyet. Fremløbstemperaturen vil i dette tilfælde skiftevis være høj og lav. Volumenstrømmen i solfangerkredsen har været ca. 0,45 l/min.

Tabel 2-1: Beskrivelse af de gennemførte undersøgelser.

Tabel 2-2 viser en oversigt over hvilke forsøg der er udført på hvilke beholdere. Af tabellen fremgår det, at beholder 4 kun har gennemgået den stationære test. Tilsvarende ses det, at der er udført flest forsøg med beholder 5, både med vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske.

Fordelingen af forsøgene er fremkommet undervejs ved undersøgelserne: Først blev nogle indledende undersøgelser foretaget på beholder 1, 2 og 3. Disse forsøg viste, at for beholderne er det fordelagtigt med et stort højde/diameter forhold. Desuden viste undersøgelserne, at det er fordelagtigt med en bred kappe /1/. Ud fra disse erkendelser er beholder 1 en meget velegnet beholder til low flow solvarmeanlæg.

Forsøgene med både vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske, blev alligevel udført på beholder 5. Denne beholder har, ligesom beholder 1, en bred kappe. Til gengæld er højde/diameter forholdet ikke helt så stort, idet beholderen er ca. 7 cm lavere og ca. 10 cm bredere. Årsagen til, at de mere detaljerede forsøg alligevel blev udført på denne beholder er, at beholderen er større (265 l mod 175 l), og at varmtvandsbeholderen har samme udformning som varmtvandsbeholderen i Danlager 2000 fra Nilan A/S.

	Beholder 1	Beholder 2	Beholder 3	Beholder 4	Beholder 5	
Solfangervæske	Vand	Vand	Vand	Vand	Vand	Glykol
Stationær test 1	+	+	+	+	+	+
Fremløbstemperatur [°C]	70°C	70°C	70°C	70°C	70°C	70°C
Volumenstrøm [l/min]	0,46	0,43	0,35	0,40	0,63	0,49
Dynamisk test 2	+	+	+	-	+	+
Volumenstrøm [l/min]	0,40	0,41	0,42		0,4	
	0,40				0,6	0,6
					0,84	0,84
Dynamisk test 3	+	+	+	-	-	+
Volumenstrøm [l/min]	0,45	0,45	0,45			0,6

Tabel 2-2: Oversigt over de udførte forsøg.

2.4. Resultater

Ved resultatbehandlingen, er der især lagt vægt på de resultater, som beskriver opbygning af temperaturlagdeling i vandtanken. Resultaterne behandles således, at målingerne fra 175 liters beholderne (1, 2, og 3) undersøges og sammenlignes for sig, og målingerne fra 265 liters beholderne (4 og 5) undersøges og sammenlignes for sig. Denne opdeling er foretaget, fordi det ikke er muligt, direkte at undersøge beholdergeometriens indflydelse på beholdernes egenskaber, når beholderne har forskellige brugsvandsvolumener.

I afsnit 2.4.1 undersøges resultaterne fra den stationære test, og hhv. i afsnit 2.4.2 og 2.4.3 undersøges resultaterne fra de to dynamiske tests. For hver undersøgelse beskrives først prøvningsforholdene for eksperimenterne (lufttemperatur, volumenstrøm og fremløbstemperatur). Dernæst undersøges det hvordan temperaturlagdelingen opbygges i beholderen.

2.4.1. Test 1: Stationær test

2.4.1.1. Prøvningsforhold for beholder 1, 2 og 3

Figur 2-2, Figur 2-3 og Figur 2-4 viser prøvningsforholdene ved den stationære opvarmning. I det følgende sammenlignes og analyseres prøvningsforholdene for beholderne. Prøvningsforholdene analyseres således, at forskellenes indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet, klart fremgår.

Figur 2-2 viser lufttemperaturen ved de tre forsøg. Lufttemperaturen er gennemgående højest ved målingerne for beholder 1, næsthøjest ved målingerne for beholder 2 og lavest ved målingerne for beholder 3. I gennemsnit er der ca. 4 K forskel mellem det højeste og det laveste temperatur niveau. Det har desværre ikke været muligt at opretholde en ens og konstant lufttemperatur for de tre stationære forsøg, idet både vejret udendørs og andre forsøgsaktiviteter indendørs har indflydelse på lufttemperaturen.

Hvilken indflydelse vil forskellene i luftens temperaturniveau have på forsøgenes resultater, hvis alle andre forhold er ens (inkl. beholderdesign)? Ved en højere lufttemperatur er varmetabet for en given beholder mindre end ved en lavere lufttemperatur. Et mindre varmetab medfører, at der er mere varme, der kan afsættes - og være med til at opbygge temperaturlagdeling i brugsvandet. Da beholderne

imidlertid er velisolerede, vil disse ændringer i lufttemperaturen kun have en forsvindende indflydelse på forsøgsresultaterne.

Figur 2-3 viser volumenstrømmen ved de tre forsøg. Volumenstrømmen er gennemgående størst ved målingerne for beholder 1, næststørst ved målingerne for beholder 2 og mindst ved målingerne for beholder 3. Der er ca. 0,1 l/min forskel mellem den største og den mindste gennemsnitlige volumenstrøm. Det har desværre ikke været muligt at opretholde en ens og konstant volumenstrøm for de tre forsøg, idet både tryktabene og de naturlige drivkræfter i kappen spiller ind.

Hvilken indflydelse vil forskellene i volumenstrømmene have på forsøgenes resultater, hvis alle andre forhold er ens (inkl. beholderdesign)? En større volumenstrøm giver større opblanding i toppen af kappen, end en mindre volumenstrøm giver. Ved opblanding menes, at den indkommende solfangervæske blandes med den eksisterende solfangervæske i toppen af kappen. Opblanding kan forekomme i større eller mindre grad. Opblandingen medfører, at noget af varmen trækkes længere ned i beholderen, hvorfor temperaturlagdelingen ikke opbygges ordentligt.

Figur 2-4 viser solfangervæskens fremløbstemperatur til kappen ved de tre forsøg. Fremløbstemperaturen er gennemgående højest ved målingerne for beholder 1, næsthøjest ved målingerne for beholder 2 og lavest ved målingerne for beholder 3. I gennemsnit er der ca. 0,5 K forskel mellem fremløbstemperaturen for beholder 1 og 2 og ca. 2,4 K forskel mellem fremløbstemperaturen for beholder 1 og 3.

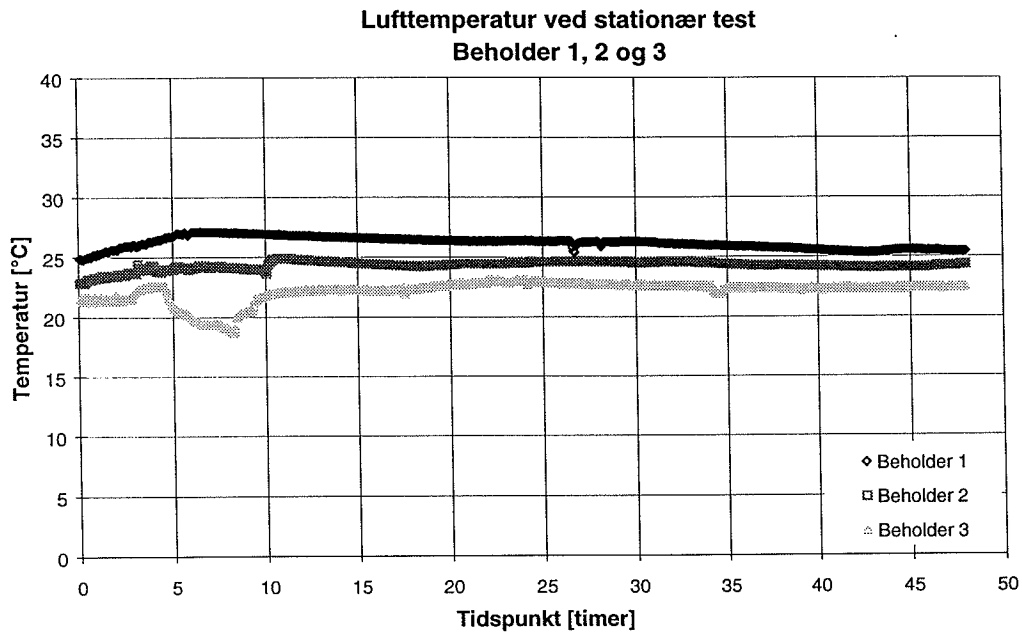
Hvilken indflydelse vil forskellene i niveauet for fremløbstemperaturen have på forsøgenes resultater, hvis alle andre forhold er ens (inkl. beholderdesign)? Ved en højere fremløbstemperatur er varmetabet for en given beholder større end ved en lavere fremløbstemperatur. Dette har dog forsvindende indflydelse, idet beholderne er velisolerede. Til gengæld medfører en højere fremløbstemperatur, at opvarmningen af brugsvandet i beholderen vil foregå hurtigere og med en bedre lagdeling, pga. den højere fremløbstemperatur og dermed en højere effekt.

Endelig viser Figur 2-5 solfangervæskens varmekapacitetsstrøm ved de tre forsøg. Ved varmekapacitetsstrømmen, C , forstås følgende:

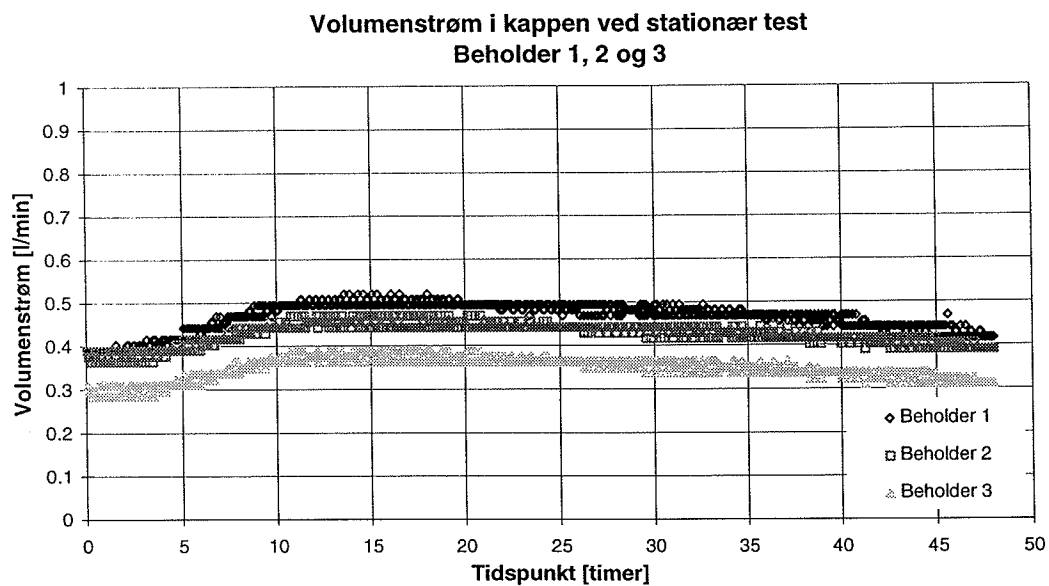
$$C = \rho \cdot c_p \cdot V \quad [\text{W/K}]$$

hvor ρ og c_p er funktioner af temperaturen. Figuren viser, at varmekapacitetsstrømmen er størst i beholder 1, næststørst i beholder 2 og mindst i beholder 3. Variationen i varmekapacitetsstrømmen ligner meget variationen i volumenstrømmen, idet volumenstrømmen indgår i udtrykket for varmekapacitetsstrømmen. Varmekapacitetsstrømmen er et udtryk for, hvor stor en effekt en strømning kan afgive ved en given temperaturdifferens.

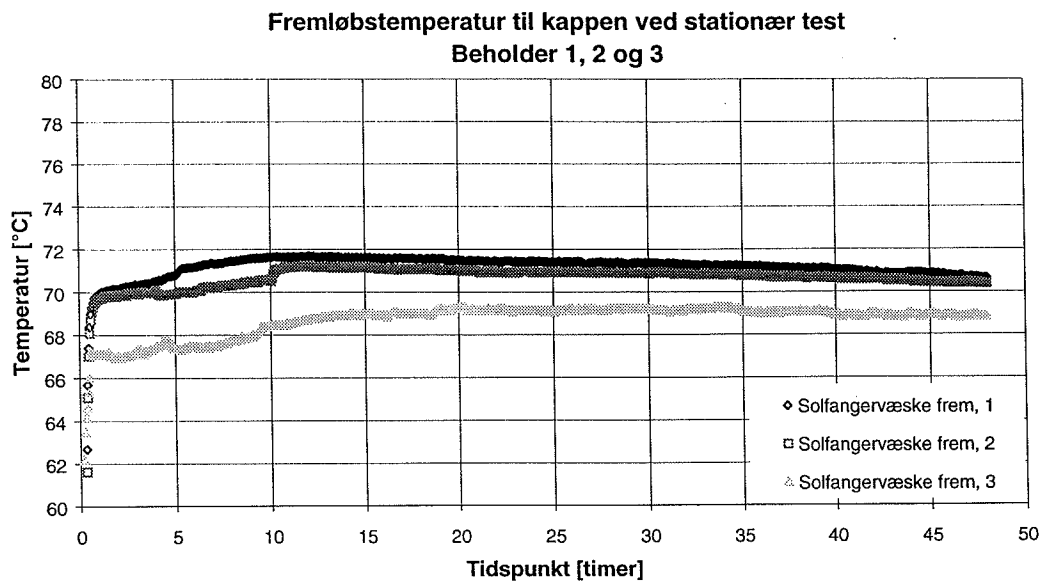
Generelt gælder, at prøvningsforholdene for beholder 1 og 2 ligger meget tæt på hinanden, hvorimod beholder 3 skiller sig lidt ud. Dvs. at det er muligt, at lave en direkte sammenligning af beholder 1 og 2. Derved kan en direkte analyse af kappebreddens indflydelse på temperaturlagdelingen i brugsvandet foretages. Resultaterne for beholder 3 vises for sig, og vurderes i forhold til resultaterne for beholder 1 og 2.



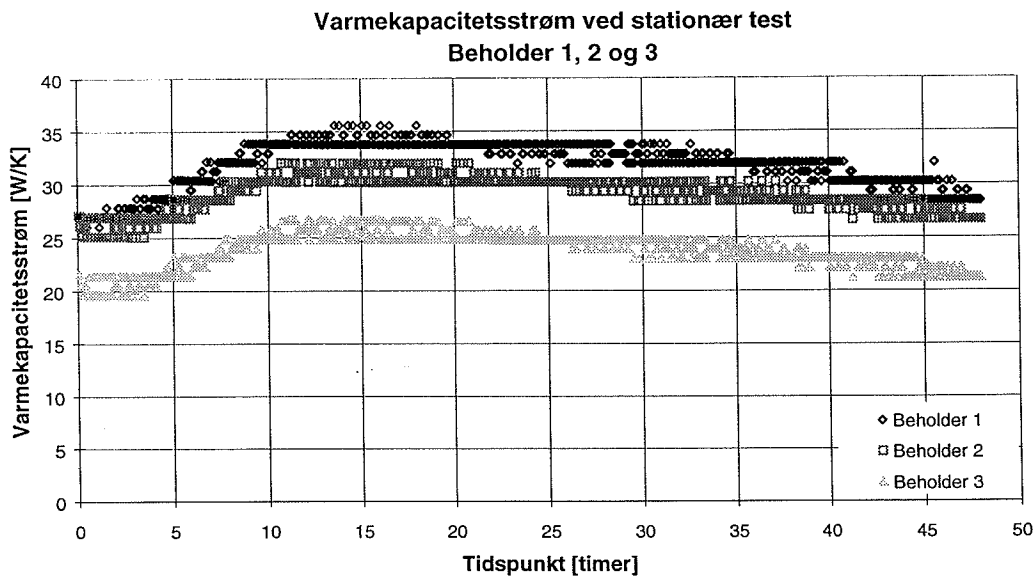
Figur 2-2: Lufttemperatur ved stationær test for beholder 1, 2 og 3. Forskellene i lufttemperaturerne har ikke nogen nævneværdig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.



Figur 2-3: Volumenstrøm i kappen ved stationær test for beholder 1, 2 og 3. Her ligger volumenstrømmen i beholder 3 væsentligt under volumenstrømmene i beholder 1 og 2. Volumenstrømmen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.



Figur 2-4: Fremløbstemperatur til kappen ved stationær test for beholder 1, 2 og 3. Her ligger fremløbstemperaturen i beholder 3 væsentligt under fremløbstemperaturen i beholder 1 og 2. Fremløbstemperaturen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.



Figur 2-5: Varmekapacitetsstrømmen ved stationær test for beholder 1, 2 og 3. Her ligger varmekapacitetsstrømmen i beholder 3 væsentligt under varmekapacitetsstrømmene i beholder 1 og 2.

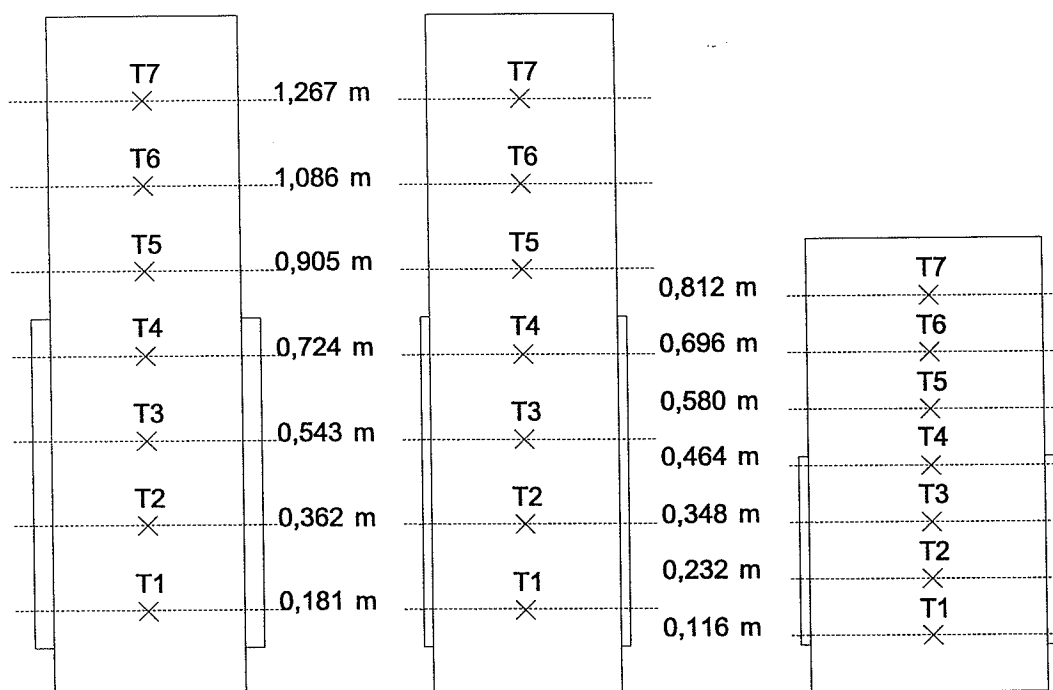
2.4.1.2. Resultater for beholder 1, 2 og 3

I Figur 2-1 er temperatur målepunkterne inde i beholderne angivet. Der er syv målepunkter, men de er ikke placeret i samme niveau i alle tre beholdere. Det kan derfor være svært at sammenligne opbygningen af temperaturlagdelingen i beholderne. For at omgå dette problem, korrigeres de målte temperaturer til nye temperaturer, der svarer til målepunkter placeret i ens niveauer i beholderne.

De nye fiktive målepunkter er beregnet på følgende måde: For hver beholder opdeles brugsvandsvolumenet (V) i otte lige store delvolumener. Ud fra beholdernes indvendige diameter (d_i) findes afstanden (Δx) mellem de nye fiktive målepunkter:

$$\Delta x = \frac{V}{8 \cdot \pi \cdot \frac{d_i^2}{4}}$$

Dvs. at der mellem hvert målepunkt, i de tre beholdere, er lige store delvolumener. Disse beregninger er forenklet ved at antage, at beholdernes endebunde er plane og ikke hvælvede. De nye fiktive temperaturer er fundet ved lineær interpolation ud fra de målte temperaturer. Figur 2-6 viser princippet i beholdernes nye opdeling.



Figur 2-6: Fiktive målepunkter i beholder 1, 2 og 3. Mellem hvert målepunkt er der lige store volumener.

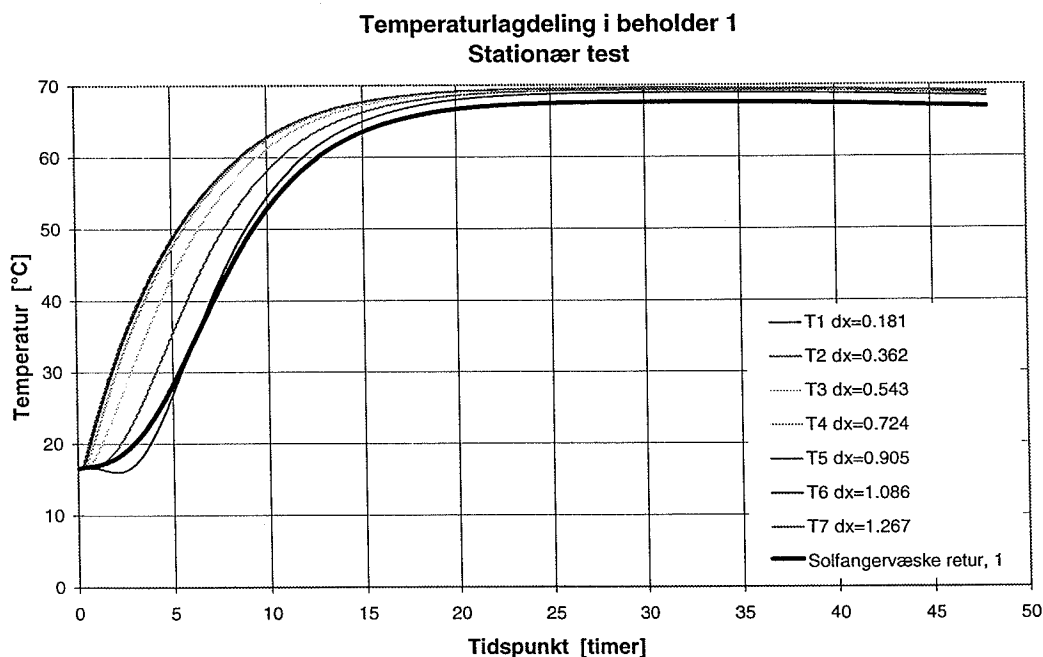
Figur 2-7 og Figur 2-8 viser, hvordan temperaturerne i brugsvandet, i beholderne 1 og 2, ændres under beholdernes opvarmning. Begge beholdere har en starttemperatur på ca. 17°C. Figurerne viser, at temperaturerne øverst i beholderne stiger hurtigst. Dernæst stiger temperaturerne længere nede i beholderne. Efter ca. 5 timer er temperaturdifferensen mellem toppen og bunden af beholderne ca. 25 K. Herefter reduceres temperaturdifferensen mellem beholdernes top og bund, og efter ca. 25 timer er beholderne fuldt opvarmede.

Figur 2-9 viser både fremløbstemperaturen til kappen og returtemperaturen fra kappen, i beholder 1 og 2, under opvarmningen. Figuren viser, at solfangervæskens returtemperatur fra kappen er lavere i beholder 1 end i beholder 2 i forsøgets første 10 timer, selvom både fremløbstemperaturen og volumenstrømmen er større i beholder 1 end i beholder 2. Forklaringen er højst sandsynligt, at der er mere opblanding i toppen af kappen i beholder 2 end i beholder 1, fordi kappen er smallere i beholder 2 end i beholder 1. En anden årsag kan være, at varmelagringskapaciteten, pga. den bredere kappe, er størst i beholder 1. Når brugsvandet er ved at være fuldt opvarmet i de to beholdere, er returtemperaturen i beholder 2 lavest fordi volumenstrøm og fremløbstemperatur, for beholder 2, er mindst.

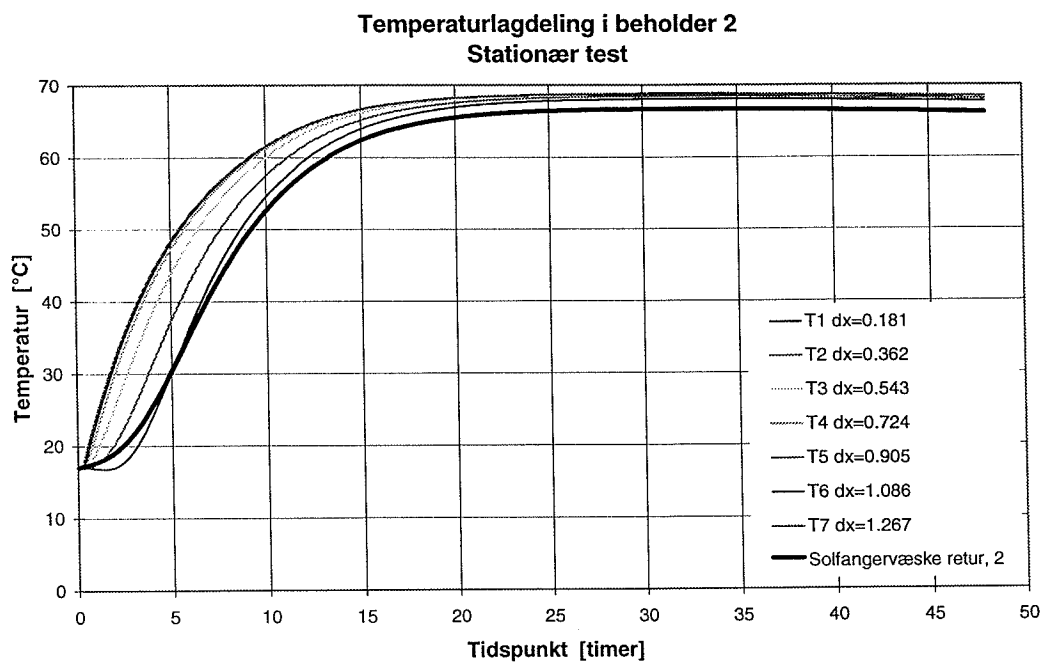
Når de to grafer i Figur 2-7 og Figur 2-8 sammenlignes, er det svært at se nogen egentlig forskel i de to forløb. Derfor er resultaterne afbildet anderledes i Figur 2-10. Her vises det hvordan den gennemsnitlige effekttilførsel ($Q_{\text{tilf}} \text{ [W]}$), beregnet over fire minutters måleperioder, fordeles i beholderne. Det nederste lag i beholderne er ikke medtaget i figuren, fordi dette lag delvis ligger under kappen. Dvs. at Q_{vol1} svarer til den effekt, der er tilført delvolumenet over målepunktet T1 i en måleperiode. Q_{vol2} svarer til den effekt, der er tilført delvolumenet over målepunktet T2 i en måleperiode, osv. Den energi der tilføres hvert delvolumen (ΔV) i beholderne udregnes ved:

$$Q_{\text{tilført}} = \frac{\Delta V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T}{\Delta t} \quad [\text{W}]$$

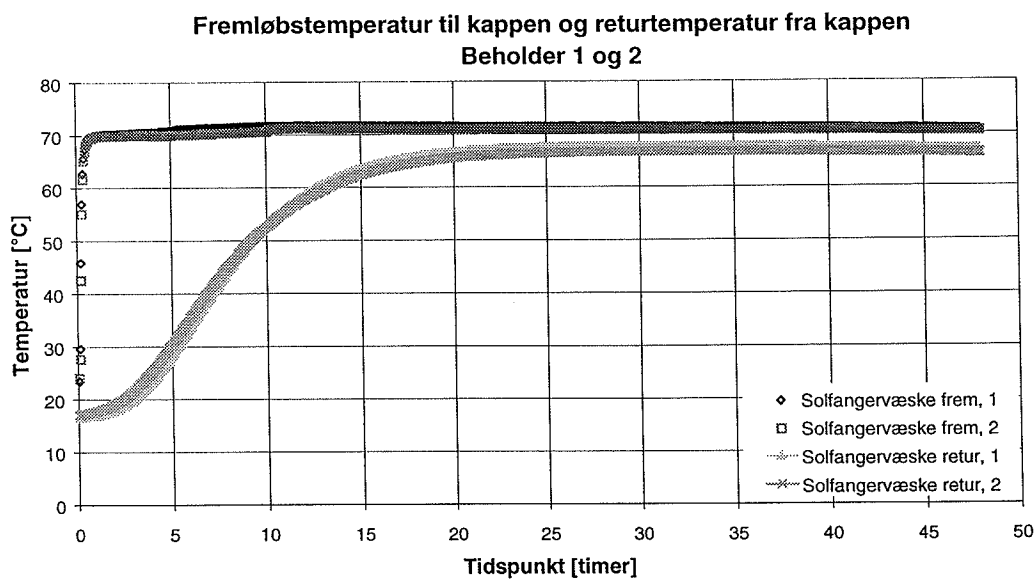
Målingerne opsamles hvert fjerde minut (Δt). Dvs. at temperaturdifferensen (ΔT) er lig med temperaturændringen over en fire minutters periode. Figur 2-10 viser, at energien først tilføres toppen af beholderne. Herefter tilføres de lavere liggende lag energi. Denne energifordeling er meget ønskelig, idet den opbygger temperaturlagdelingen i beholderne. Figuren viser yderligere, at temperaturlagdelingen opbygges bedre i beholder 1 (med den brede kappe) end i beholder 2. Af figuren fremgår det nemlig, at de nederste lag i beholder 1 opvarmes senere end de nederste lag i beholder 2.



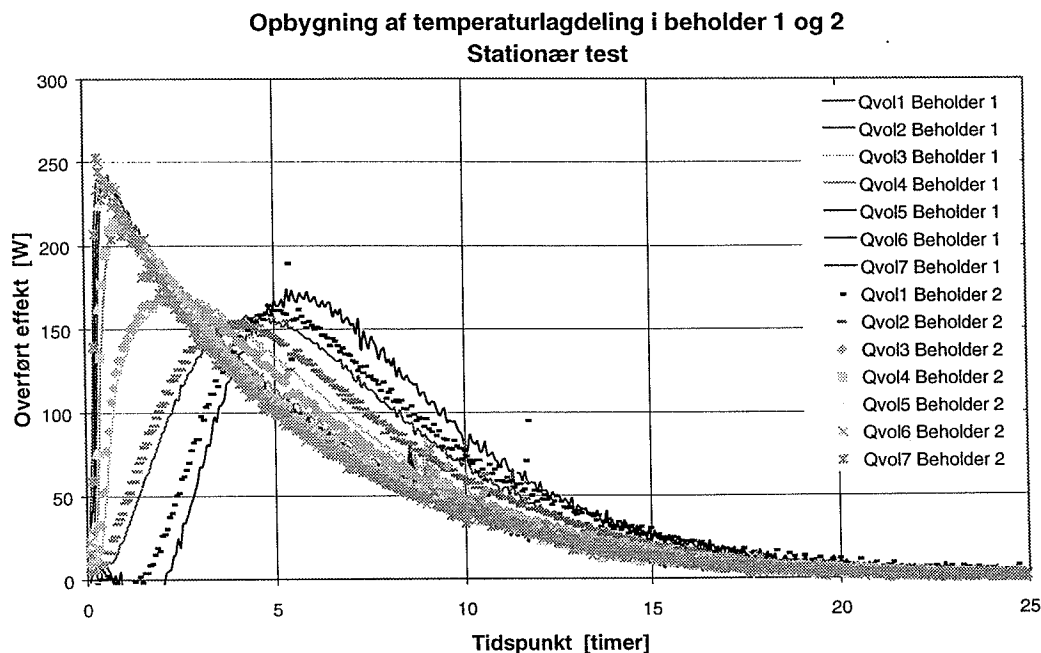
Figur 2-7: Temperaturer i brugsvandet under den stationære test. Efter ca. 25 timer er tanken helt opvarmet.



Figur 2-8: Temperaturer i brugsvandet under den stationære test. Efter ca. 25 timer er tanken helt opvarmet.



Figur 2-9: Fremløbstemperatur til kappen og returtemperatur fra kappen under den stationære test for beholder 1 og 2.



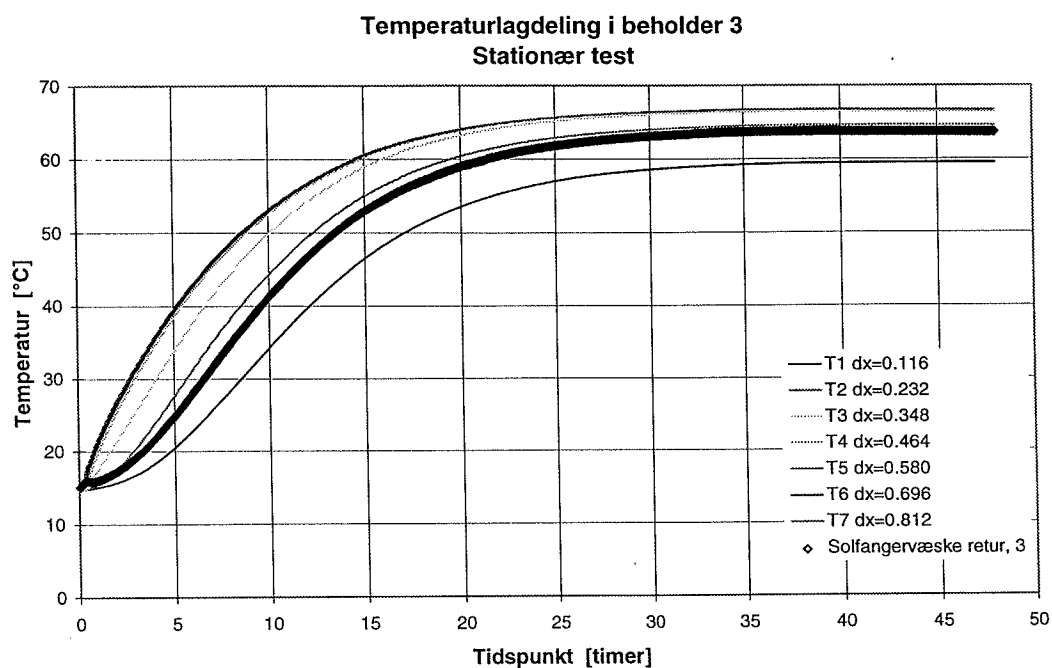
Figur 2-10: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderne. Det nederste lag i beholderne er ikke medtaget i figuren, fordi dette lag delvis ligger under kappen.

For beholder 3 viser Figur 2-11 og Figur 2-12 hhv. temperaturerne inde i brugsvandet, samt fordelingen af den overførte effekt til brugsvandet. Det ses, at opvarmningen foregår langsommere end for beholder 1 og 2. Det skyldes, at volumenstrømmen i kappen er mindre (jf. Figur 2-3).

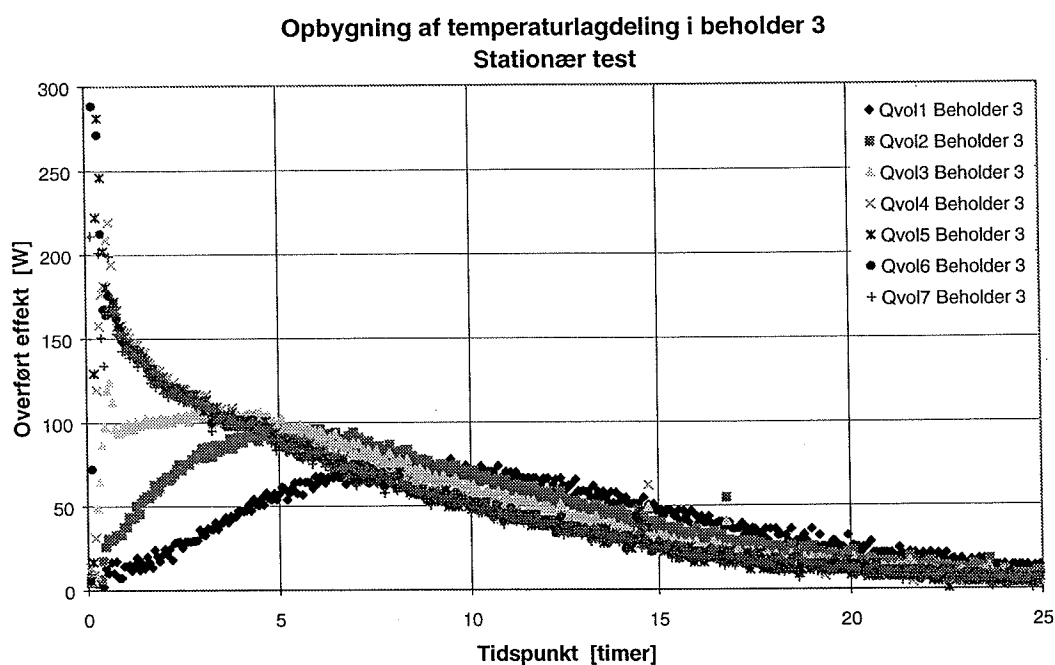
Med en mindre volumenstrøm er det forventeligt, at temperaturlagdelingen i brugsvandet er større, da der vil være mindre opblanding i toppen af kappen. Dette er imidlertid ikke tilfældet for beholder 3. Den maksimale temperaturforskel mellem toppen og bunden af beholderen er ca. 20 K. For beholder 1 og 2 var den maksimale temperaturforskel ca. 25 K. Figur 2-12 viser tydeligt, at de nederste lag i beholderen tilføres energi helt fra forsøgets start.

Hvorfor er temperaturlagdelingen dårligere i beholder 3 end i beholderne 1 og 2? - Eller, hvorfor er fordelingen af den tilførte energi ringere i beholder 3 end i beholder 1 og 2? I dette tilfælde er beholdernes højde/diameter forhold af afgørende betydning. Beholder 3 er lavere og bredere end beholderne 1 og 2, dvs. at højde/diameter forholdet er mindre for beholder 3 end for beholderne 1 og 2.

Det vil være nemmere at opretholde store temperaturforskelle når der er stor afstand mellem det koldeste og det varmeste punkt end når der er lille afstand mellem det koldeste og det varmeste punkt. Da kappens højde i beholder 3 er 0,4 m, og kappens højde i beholderne 1 og 2 er 0,7 m, er det forståeligt, at det er nemmere at opbygge en stor lagdeling i beholderne 1 og 2. Derudover gælder det også, at det varmeoverførende areal bliver større for en beholder, hvor højde/diameter forholdet er større, selvom det supplerende volumen og sol volumenet i beholderne er ens. Eksempelvis er den varmeoverførende areal i beholder 1 og 2 0,88 m², hvorimod det varmeoverførende areal er 0,63 m² i beholder 3.



Figur 2-11: Temperaturer i brugsvandet under den stationære test.



Figur 2-12: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderen. Det nederste lag i beholderen er ikke medtaget i figuren, fordi dette lag delvis ligger under kappen.

2.4.1.3. Prøvningsforhold for beholder 4 og 5

På tilsvarende måde, som for beholder 1, 2 og 3, undersøges nu prøvningsforholdene for beholder 4 og 5. Den stationære test er udført 2 gange for beholder 5: Først med rent vand som solfangervæske, dernæst med en 34% propylenglykol/vand blanding som solfangervæske, jf. Tabel 2-2.

Figur 2-13, Figur 2-14 og Figur 2-15 viser prøvningsforholdene ved den stationære opvarmning.

Figur 2-13 viser lufttemperaturen ved de tre forsøg. Lufttemperaturen er, i de første 35 timer af forsøgene, rimelig konstant og ens for de tre beholdere. I de sidste 10 timer af forsøget for beholder 4 falder lufttemperaturen ca. 5 K. Som beskrevet tidligere har lufttemperaturen ikke nogen stor indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.

Figur 2-14 viser volumenstrømmen ved de tre forsøg. Volumenstrømmen er i gennemsnit 0,40 l/min ved målingerne for beholder 4, 0,63 l/min ved målingerne for beholder 5 (med vand som solfangervæske) og 0,48 l/min ved målingerne for beholder 5 med 34% propylenglykol/vand som solfangervæske.

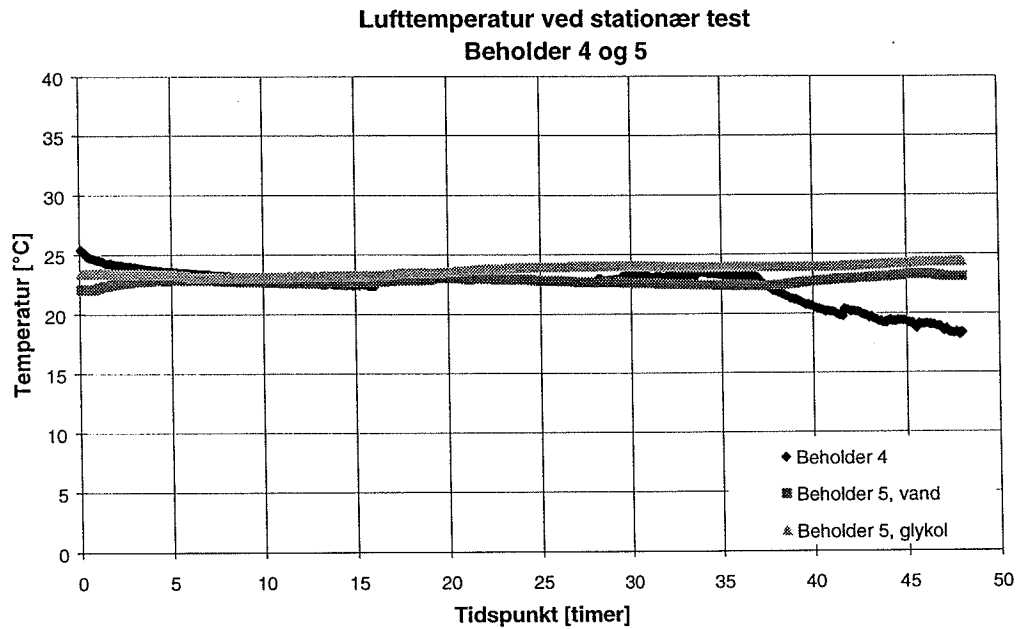
Det bemærkes, at volumenstrømmen i beholder 4 i forsøgets første 16 timer er meget lavt. I forsøgets næste 13 timer er der et dataudfald, og i resten af forsøget er volumenstrømmen som planlagt. Pga. forsøgets ustabilitet kan det således være svært, at anvende resultaterne for beholder 4. For helhedens skyld er forsøgene alligevel medtaget i denne beskrivelse.

Volumenstrømmen ved målingerne for beholder 5 (med vand som solfangervæske) er væsentligt højere end for de andre forsøg. Denne volumenstrøm er valgt, fordi den vil være realistisk for en solvarmebeholder af denne type og størrelse.

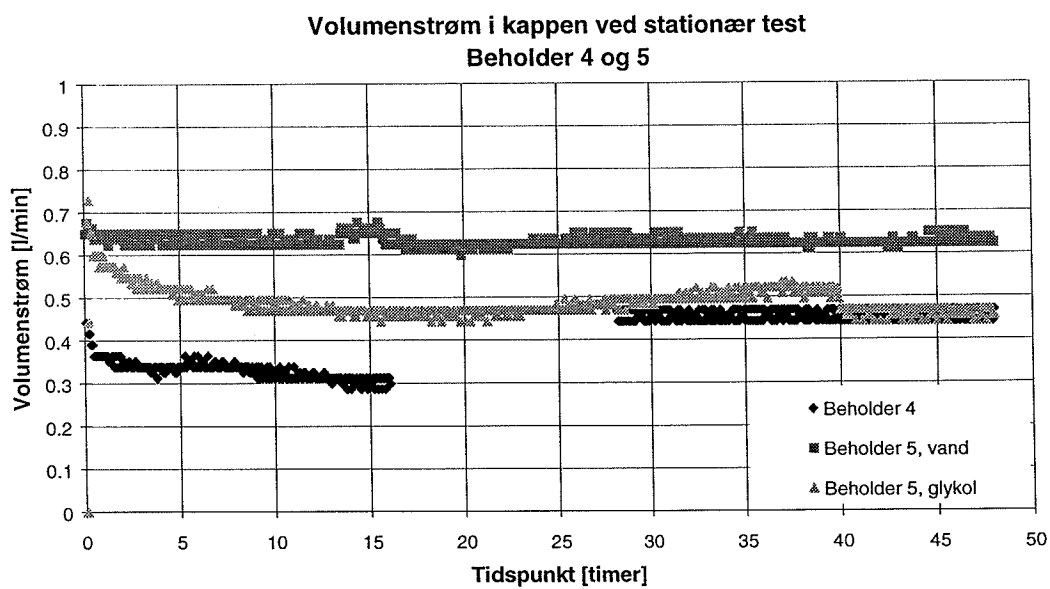
Figur 2-15 viser solfangervæskens fremløbstemperatur til kappen ved de tre forsøg. Fremløbstemperaturen er i gennemsnit 70,9°C for beholder 4, 67,1°C for beholder 5 med vand som solfangervæske og 71,8°C for beholder 5 med 34% propylenglykol/vand som solfangervæske.

Det er tydeligt, at prøvningsforholdene er meget forskellige for disse forsøg, og det er derfor heller ikke meningen, at forsøgene skal sammenlignes som resultaterne fra beholder 1, 2 og 3. Formålet med disse resultater er, at analysere hvordan disse større beholdere opfører sig under typiske driftsbetingelser.

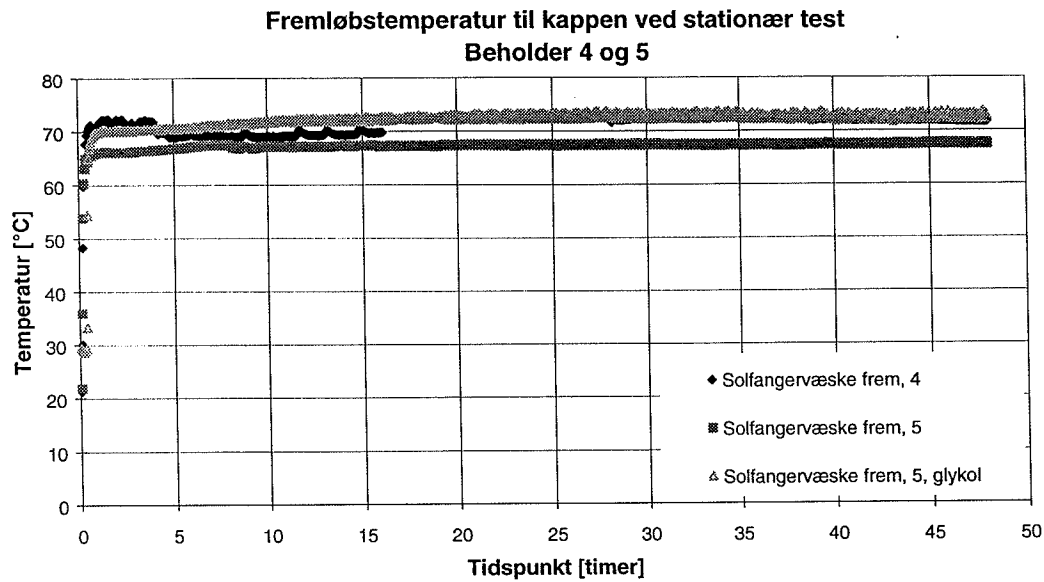
Endelig viser Figur 2-16 solfangervæskens varmekapacitetsstrøm ved de tre forsøg. Ved forsøgene for beholder 5 anvendes jo både vand og en 34% propylenglykol/vand blanding som solfangervæske. Variationen i varmekapacitetsstrømmen ligner meget variationen i volumenstrømmen, idet volumenstrømmen indgår i udtrykket for varmekapacitetsstrømmen. Figur 2-14 viser, at volumenstrømmen ved forsøget med 34% propylenglykol/vand blandingen er væsentligt lavere end volumenstrømmen ved forsøget med rent vand som solfangervæske, og da produktet af ρ og c_p for 34% propylenglykol/vand blandingen er lavere end for rent vand, betyder det at varmekapacitetsstrømmen 34% propylenglykol/vand blandingen bliver yderligere lavere end varmekapacitetsstrømmen for rent vand.



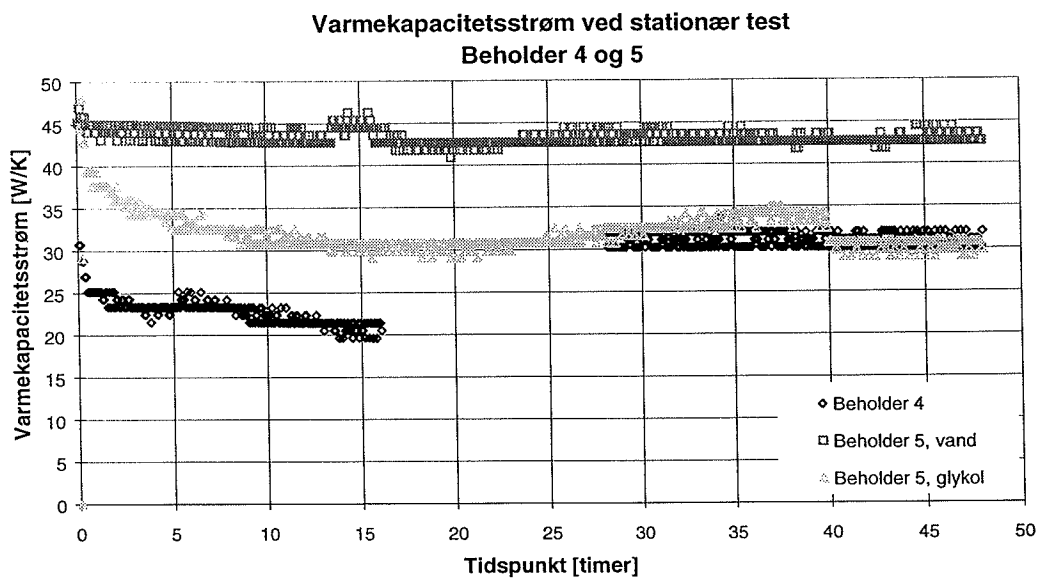
Figur 2-13: Lufttemperatur ved stationær test for beholder 4 og 5. Forskellene i lufttemperaturerne har ikke nogen nævneværdig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.



Figur 2-14: Volumenstrøm i kappen ved stationær test for beholder 4 og 5. Volumenstrømmen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.



Figur 2-15: Fremløbstemperatur til kappen ved stationær test for beholder 4 og 5. Fremløbstemperaturen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.



Figur 2-16: Varmekapacitetsstrømmen ved stationær test for beholder 4 og 5.

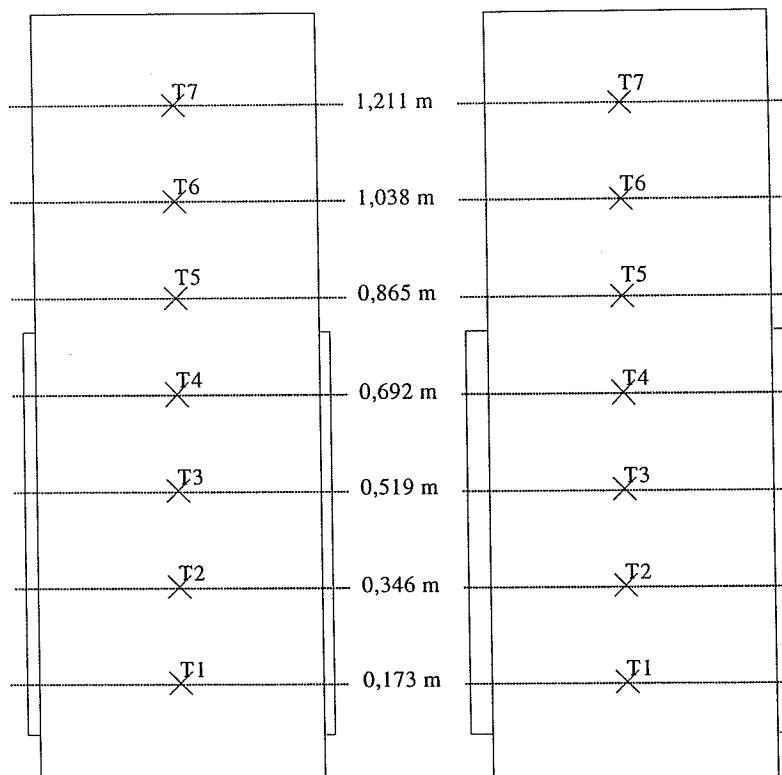
2.4.1.4. Resultater for beholder 4 og 5

I Figur 2-1 er temperatur målepunkterne inde i beholderne angivet. Der er syv målepunkter i beholder 4 og fem målepunkter i beholder 5. Målepunkterne er ikke placeret i samme niveau i beholderne. Det kan derfor være svært at sammenligne opbygningen af temperaturlagdelingen i brugsvandet. For at omgå dette problem, korrigeres de målte temperaturer til nye temperaturer, der svarer til målepunkter placeret i ens niveauer i beholderne.

De nye fiktive målepunkter er beregnet på følgende måde: For hver beholder opdeles brugsvandsvolumenet (V) i otte lige store delvolumener. Ud fra beholdernes indvendige diameter (d_i) findes afstanden (Δx) mellem de nye fiktive målepunkter:

$$\Delta x = \frac{V}{8 \cdot \pi \cdot \frac{d_i^2}{4}}$$

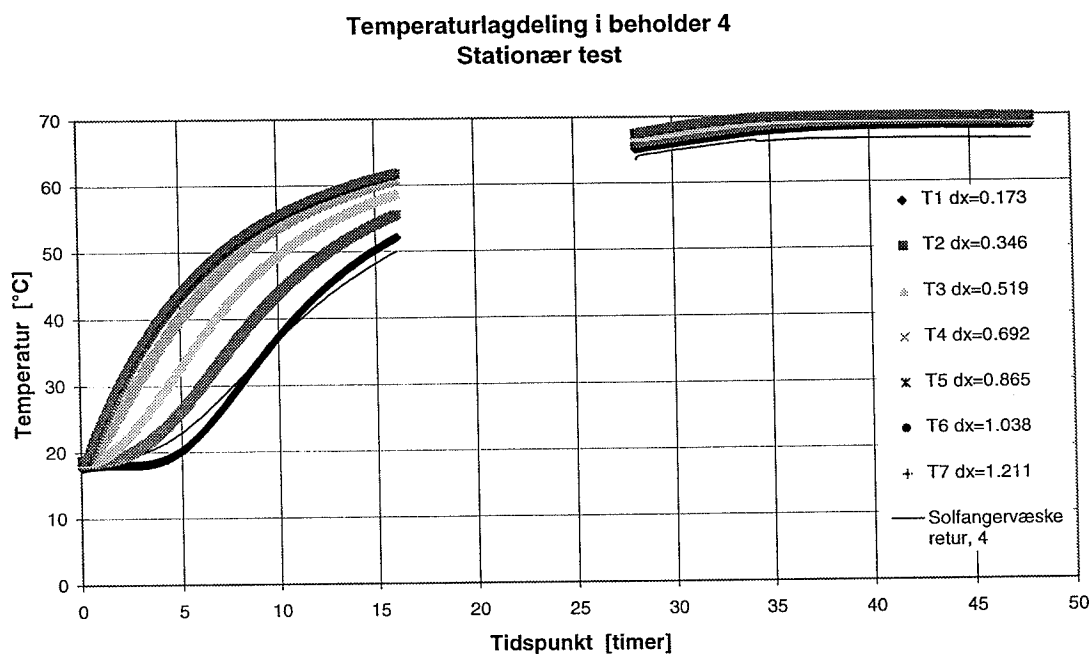
Dvs. at der mellem hvert målepunkt, i de to beholdere, er lige store delvolumener. Disse beregninger er forenklet ved at antage, at beholdernes endebunde er plane og ikke hvælvede. Herefter er de nye fiktive temperaturer fundet ved lineær interpolation ud fra de målte temperaturer. Figur 2-17 viser princippet i beholdernes nye opdeling.



Figur 2-17: Fiktive målepunkter i beholderne 4 og 5. Mellem hvert målepunkt er der lige store volumener.

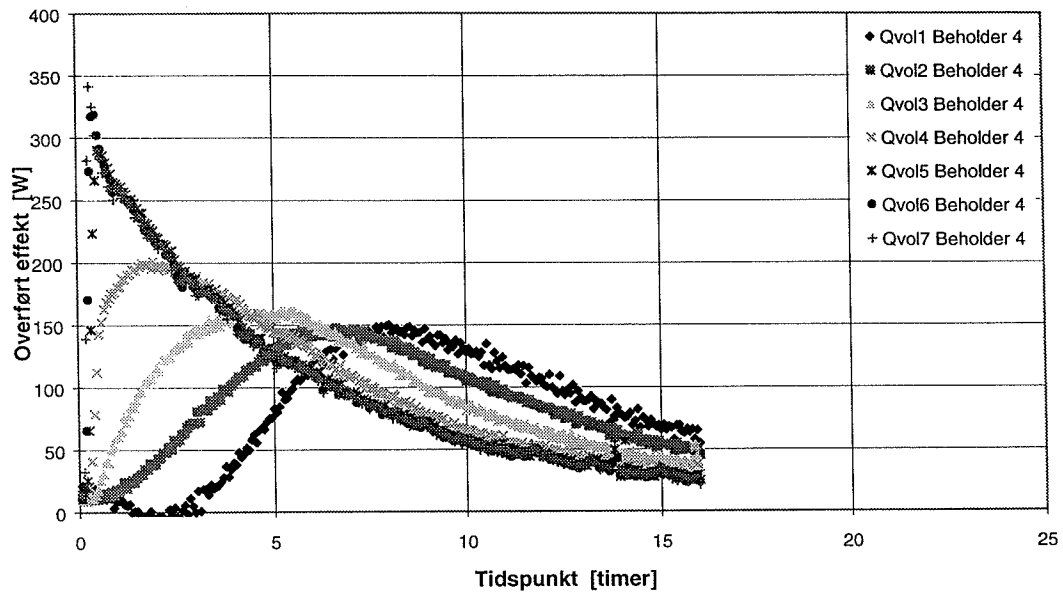
Figur 2-18 - Figur 2-23 viser, hvordan temperaturlagdelingen opbygges i brugsvandet i beholderne 4 og 5 under den stationære opvarmning. Begge beholdere har ved forsøgene en starttemperatur på ca. 19°C - 20°C. Figurene viser, at temperaturerne øverst i beholderne stiger hurtigst. Dernæst stiger temperaturerne længere nede i beholderne.

Med hensyn til fordelingen af den overførte effekt, ses det, at beholderne 4 og 5 opfører sig på samme måde som beholderne 1, 2 og 3. Figurene viser, at energien først tilføres toppen af beholderne. Herefter tilføres de lavere liggende lag energi. Denne energifordeling er meget ønskelig, idet den opbygger temperaturlagdelingen i beholderne.



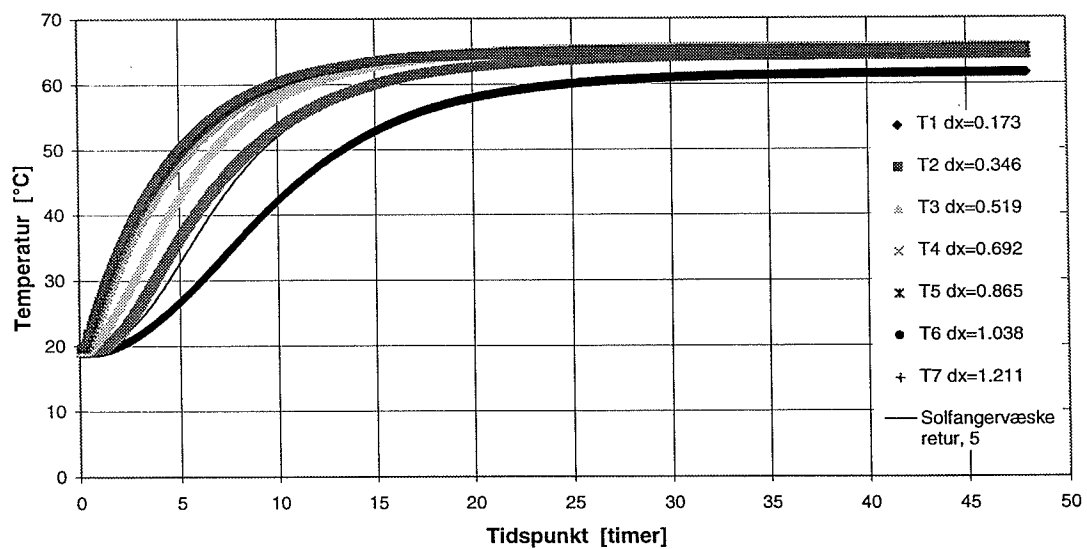
Figur 2-18: Temperaturer i brugsvandet under den stationære test. De manglende resultater i midten af forsøget skyldes dataudfald.

Opbygning af temperaturlagdeling i beholder 4 Stationær test



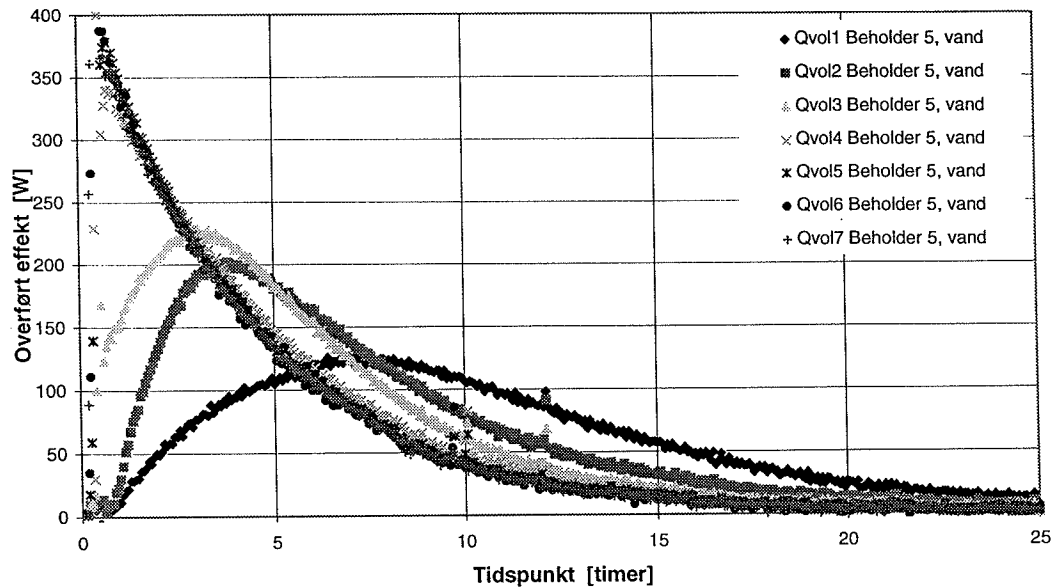
Figur 2-19: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderen. Det nederste lag i beholderen er ikke medtaget i figuren, fordi dette lag delvis ligger under kappen. De manglende resultater efter ca. 15 timer skyldes dataudfald.

Temperaturlagdeling i beholder 5 Stationær test med vand som solfangervæske



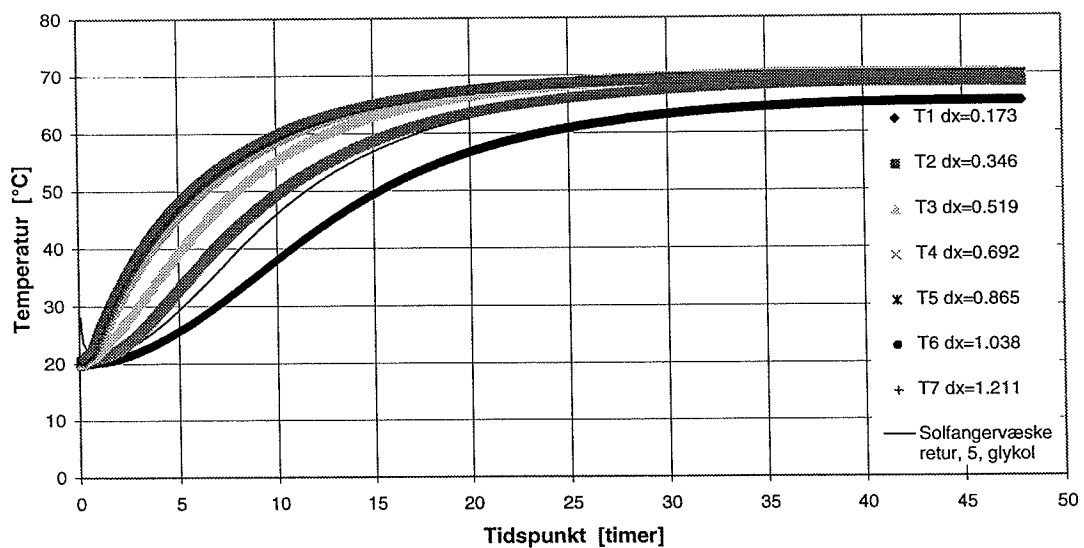
Figur 2-20: Temperaturer i brugsvandet under den stationære test.

Opbygning af temperaturlagdeling i beholder 5
Stationær test med vand som solfangervæske

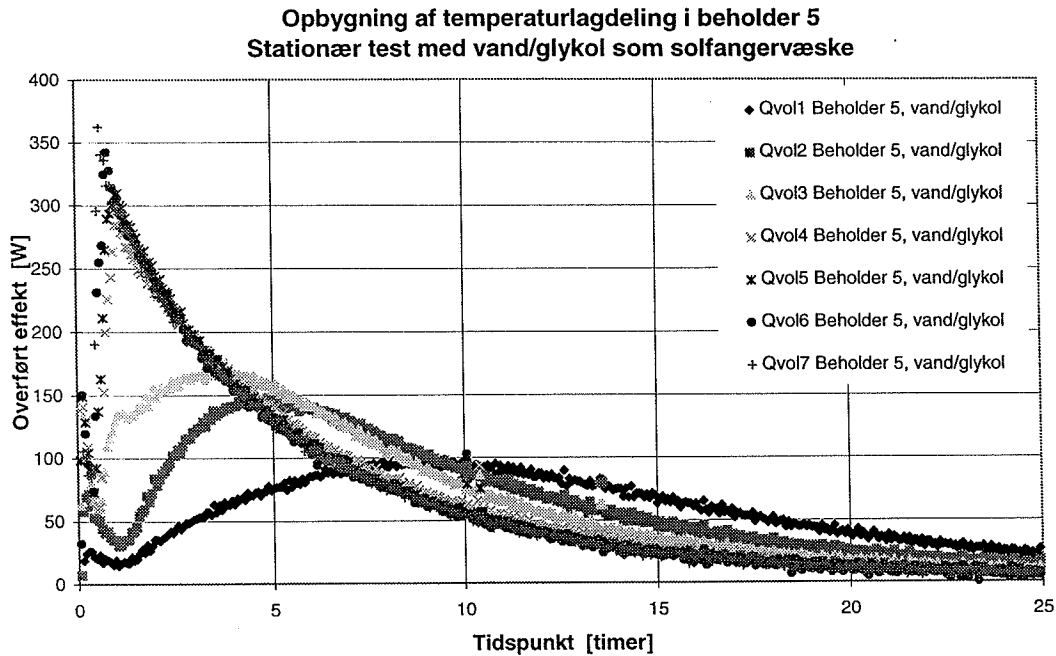


Figur 2-21: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderen. Det nederste lag i beholderen er ikke medtaget i figuren, fordi dette lag delvis ligger under kappen.

Temperaturlagdeling i beholder 5
Stationær test med vand/glykol som solfangervæske



Figur 2-22: Temperaturer i brugsvandet under den stationære test.



Figur 2-23: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderen. Det nederste lag i beholderen er ikke medtaget i figuren, fordi dette lag delvis ligger under kappen.

2.4.2. Test 2: Dynamisk forsøg

Formålet med de dynamiske forsøg er at afklare, hvordan temperaturlagdelingen i brugsvandet opbygges under typiske driftsbetingelser.

De dynamiske forsøg skal simulere typiske solskinsdage. Test 2 skal simulere en dag hvor der er en lille solbestrålingsstyrke om formiddagen og om eftermiddagen, men en stor bestrålingsstyrke midt på dagen. Dette giver en lav fremløbstemperatur om formiddagen og om eftermiddagen, samt en høj temperatur midt på dagen.

Det, der især er interessant ved denne test, er hvordan temperaturlagdelingen opbygges eller nedbrydes i brugsvandet, når fremløbstemperaturen sænkes efter at have været høj. Det vil sige, hvordan udnyttes den solenergi, der tilføres lagertanken sent om eftermiddagen?

2.4.2.1. Prøvningsforhold for beholder 1, 2 og 3

Figur 2-24, Figur 2-25 og Figur 2-26 viser prøvningsforholdene ved den dynamiske test 2. I det følgende sammenlignes og analyseres prøvningsforholdene for beholderne. Eventuelle forskelle i prøvningsforholdene vurderes m.h.t. deres indflydelse på forsøgsresultaterne.

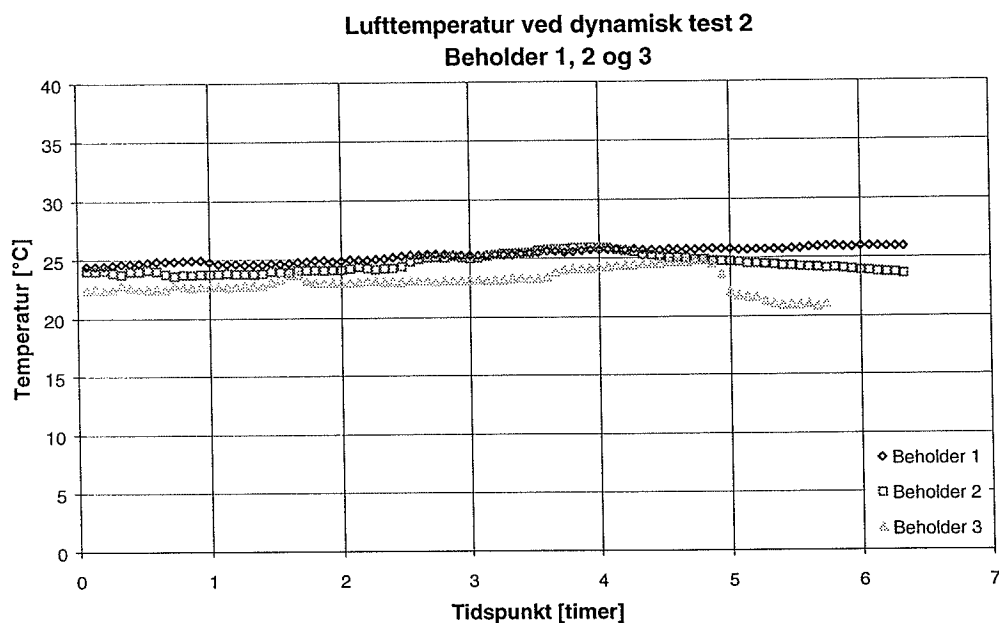
Figur 2-24 viser lufttemperaturen ved de tre forsøg. Lufttemperaturen er gennemgående højest ved målingerne for beholder 1, næsthøjest ved målingerne for beholder 2 og lavest ved målingerne for beholder 3. I gennemsnit er der ca. 0,8 K forskel mellem lufttemperaturen ved forsøget med hhv. beholder 1 og beholder 2 og ca. 2,5 K forskel mellem lufttemperaturen ved forsøget med hhv. beholder 1 og

beholder 3. Som beskrevet tidligere har lufttemperaturen ikke nogen stor indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.

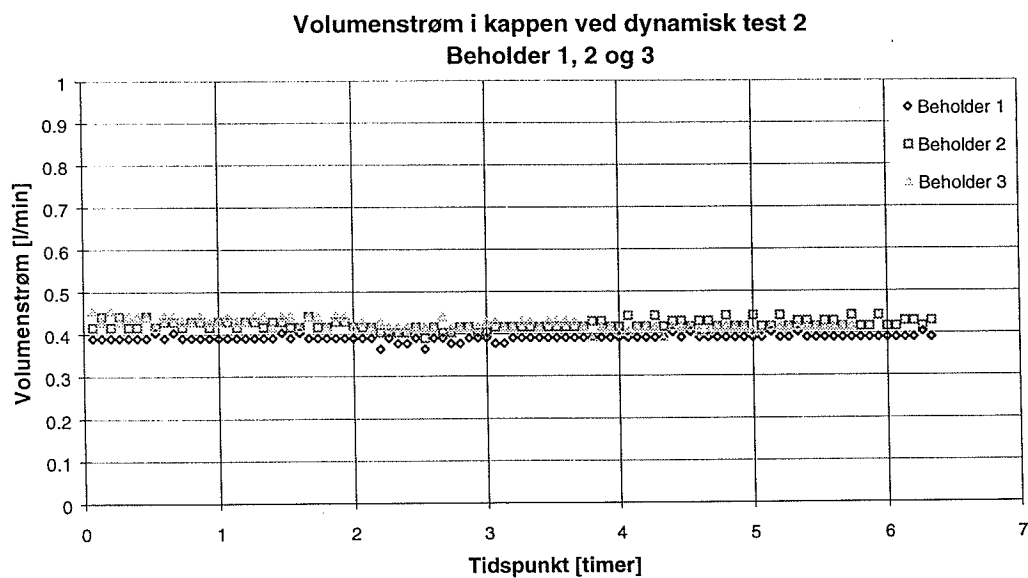
Figur 2-25 viser volumenstrømmen ved de tre forsøg. Volumenstrømmen er gennemgående størst ved målingerne for beholder 3, næststørst ved målingerne for beholder 2 og mindst ved målingerne for beholder 1. I gennemsnit er der ca. 0,02 l/min forskel mellem den største og den mindste gennemsnitlige volumenstrøm. Forskellen mellem den største og den mindste gennemsnitlige volumenstrøm er lille, men den kan få en indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.

Figur 2-26 viser solfangervæskens fremløbstemperatur til kappen ved de tre forsøg. Det ses, at også fremløbstemperaturerne er meget ens for de tre forsøg.

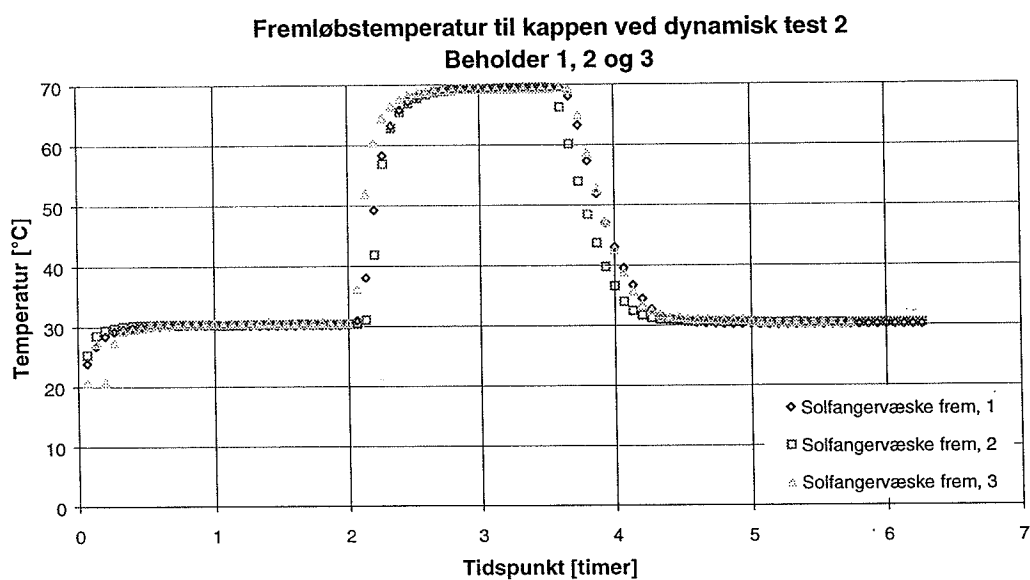
Figur 2-27 viser varmekapacitetsstrømmene ved de tre forsøg. Det ses, at varmekapacitetsstrømmen i beholder 1 ligger tydeligt under varmekapacitetsstrømmen i beholder 2 og 3. Da der i alle tre beholdere er anvendt vand som solfangervæske, er det variationerne fra volumenstrømmene der går igen i varmekapacitetsstrømmene. For forsøgene betyder forskellene, at der højst sandsynligt vil blive tilført mere effekt til beholder 2 og 3 end til beholder 1.



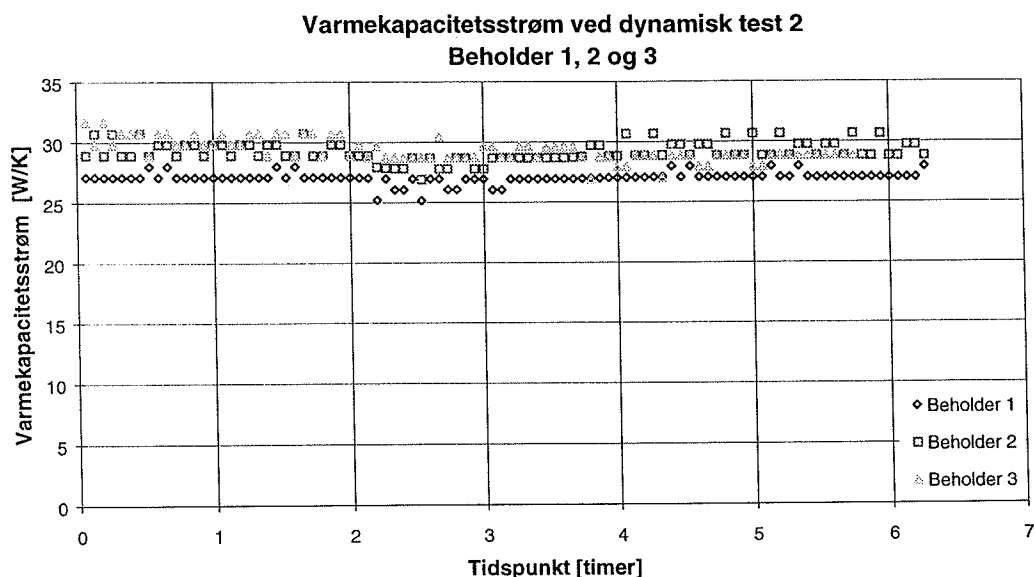
Figur 2-24: Lufttemperatur ved dynamisk test 2 for beholder 1, 2 og 3. Forskellene i lufttemperaturerne har ikke nogen nævneværdig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.



Figur 2-25: Volumenstrøm i kappen ved dynamisk test 2 for beholder 1, 2 og 3. Volumenstrømmene i de tre beholdere er meget ens. Volumenstrømmen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.



Figur 2-26: Fremløbstemperatur til kappen ved dynamisk test 2 for beholder 1, 2 og 3. Fremløbstemperaturerne i de tre beholdere er meget ens. Fremløbstemperaturen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.



Figur 2-27: Varmekapacitetsstrømmen ved stationær test for beholder 1, 2 og 3. Her ligger varmekapacitetsstrømmen i beholder 1 væsentligt under varmekapacitetsstrømmene i beholder 2 og 3.

2.4.2.2. Resultater for beholder 1, 2 og 3

Figur 2-28, Figur 2-29 og Figur 2-30 viser, hvordan temperaturerne i brugsvandet, i beholderne 1, 2 og 3, ændres under beholdernes opvarmning. Alle tre beholdere har en starttemperatur på ca. 16°C. Figurerne viser, at temperaturerne øverst i beholderne stiger hurtigst. Dernæst stiger temperaturerne længere nede i beholderne. Efter ca. 4 timer er temperaturdifferensen mellem toppen og bunden af beholderne hhv. 16 K, 15 K, og 14 K for beholder 1, 2 og 3. Dvs. at temperaturlagdelingen i brugsvandet, efter 4 timer, er bedst i beholder 1, næstbedst i beholder 2 og dårligst i beholder 3.

Efter ca. 4½ timer anvendes den lave fremløbstemperatur (jf. Figur 2-26). Fremløbstemperaturen er ca. 30°C, hvilket er lavere end temperaturerne i brugsvandsvolumenets øvre del (T4, T5, T6 og T7), men højere end temperaturerne i brugsvandsvolumenets nedre del (T1, T2 og T3). Nu er det interessant at undersøge, hvorvidt temperaturniveauet i brugsvandsvolumenets øvre del opretholdes. Desuden er det interessant at se, hvorledes temperaturerne i brugsvandsvolumenets nedre del udvikles.

Figurerne viser, at temperaturerne i brugsvandsvolumenets øvre del ikke falder grundet den lavere fremløbstemperatur. Den svage temperaturændring, der ses i figurerne, skyldes varmetabet fra beholderne, samt den nedad rettede varmetransport i beholderen forårsaget af varmeledning. Dvs. at temperaturniveauet over kappen ikke forstyrres af den lavere fremløbstemperatur. T4, som er den temperatur der ligger ud for toppen af kappen (jf. Figur 2-6) er den temperatur der falder mest. Temperaturfaldet er ikke stort - ca. 1 K på to timer. I brugsvandsvolumenets nedre del stiger temperaturerne som ønsket.

Figur 2-31 viser både fremløbstemperaturen til kappen og returtemperaturen fra kappen, i beholder 1, 2 og 3, under opvarmningen. Figuren viser, at solfangervæskens returtemperatur fra kappen er lavest i beholder 1 næst lavest i beholder 2 og højest i beholder 3 efter forsøgets første 2 timer. At returtemperaturen er højere i beholder 2 end i beholder 1 kan skyldes, at varmekapacitetsstrømmen er højere i beholder 2 end i beholder 1. Det skyldes altså ikke nødvendigvis forskellene i beholderdesignet. Beholder 3 har den højeste returtemperatur forsøget igennem, selvom både fremløbstemperaturen og varmekapacitetsstrømmen er meget ens for beholder 2 og beholder 3. Derfor må årsagen nødvendigvis skyldes forskellene i beholderdesignet.

Figur 2-32 viser fordelingen af den overførte effekt til lagerets syv øverste delvolumener i beholderne 1 og 2. Figur 2-33 viser fordelingen af den overførte effekt til lagerets syv øverste delvolumener i beholderne 2 og 3. Dvs. at Figur 2-32 viser kappebreddens indflydelse på fordelingen af den overførte effekt, og Figur 2-33 viser beholdernes højde/diameter forholds indflydelse på fordelingen af den overførte effekt.

Nedenfor beskrives kappebreddens indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet (Figur 2-32). Ved beskrivelsen opdeles forsøget i tre dele:

Del 1: Fremløbstemperatur = 30°C:

Grafen viser, at effektilførslen til beholderens delvolumener stiger til et højere niveau i beholder 2 (smal kappe) end i beholder 1 (bred kappe). Det skyldes højst sandsynligt, at varmekapacitetsstrømmen er større i beholder 2 end i beholder 1. Desuden viser figuren også, at den relative forskel, mellem den tilførte effekt i beholdernes syv delvolumener, er størst i beholdernes tre nederste delvolumener og mindst i beholdernes 4 øverste delvolumener. Det skyldes først og fremmest, at solfangervæskens opblanding i toppen af kappen er større i beholder 2 end i beholder 1. Den større opblanding betyder, at der bliver trukket mere varme ned i beholder 2 end i beholder 1.

Del 2: Fremløbstemperatur = 70°C:

Forsøgets anden del forløber med samme tendenser som forsøgets første del.

Del 3: Fremløbstemperatur = 30°C:

Delvolumenerne over kappen tilføres nu ikke mere energi, og for begge beholdere falder kurverne, for disse delvolumener, ned til nul. De nederste delvolumener bliver imidlertid ved med at opsamle energi. Her er det tydeligt, at de nederste delvolumener i beholder 1 kan opsamle meget mere energi end de nederste delvolumener i beholder 2. Det skyldes, at temperaturniveauet i den nederste del af beholder 1 er lavere end i beholder 2, hvorfor beholderen kan vedblive med at opsamle energi.

Ud fra disse forsøg kan det konkluderes, at beholderen med den brede kappe (1) har en fordel i forhold til beholderen med den smalle kappe (2), idet beholderen, i længere tid i forsøgets *del 3*, kan vedblive med at opsamle energi. Dvs. at en solvarmebeholder med en bred kappe vil være bedre, end en solvarmebeholder med en smal kappe, til at udnytte den solenergi, der tilføres lagertanken sent om eftermiddagen.

Figur 2-33 viser beholdernes højde/diameter forholds indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet (beholder 2 og 3). Ved beskrivelsen opdeles forsøget i tre dele:

Del 1: Fremløbstemperatur = 30°C:

Grafen viser, at energiniveauet i beholdernes delvolumener stiger nogenlunde ensartet.

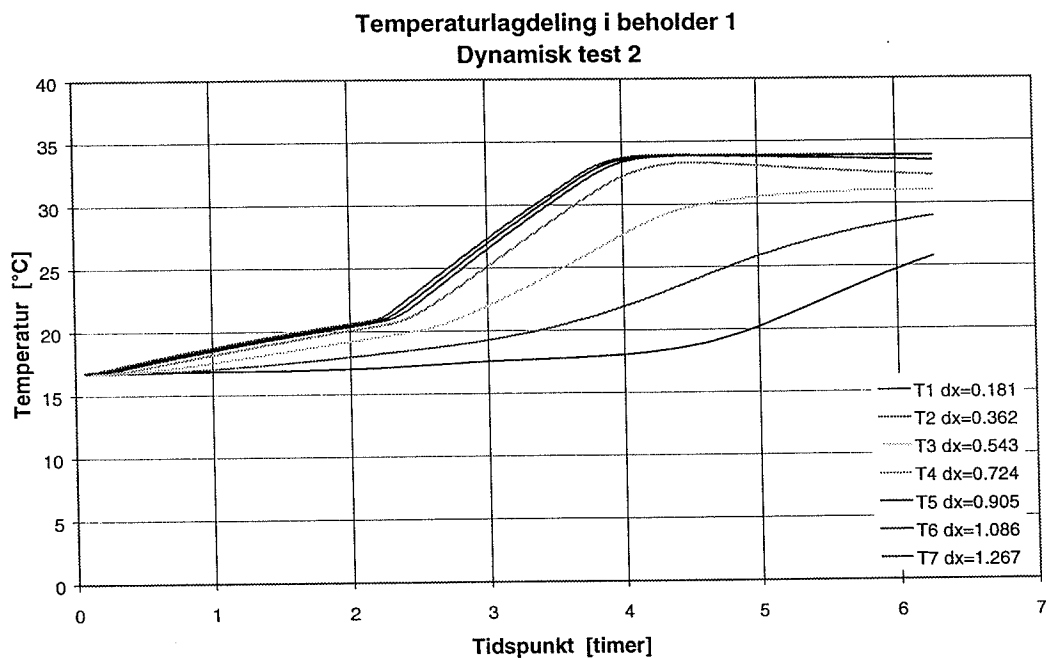
Del 2: Fremløbstemperatur = 70°C:

Effekttilførslen til beholderens øvre del stiger hurtigere i beholder 3 end i beholder 2. Det skyldes, at fremløbstemperaturen til beholder 3 stiger lidt før fremløbstemperaturen til beholder 2, jf. Figur 2-26. Hurtigt efter denne forskydning får effekttilførslen til i beholderens øvre del et ensartet forløb. Desuden viser grafen, at der tilføres mere energi i bunden af beholder 3 end i bunden af beholder 2. Det skyldes beholdernes forskellige højde/diameter forhold. Det vil altid være nemmere at opretholde store temperaturforskelle når der er stor afstand mellem det koldeste og det varmeste punkt, end når der er lille afstand mellem det koldeste og det varmeste punkt. Da kappens højde i beholder 3 er 0,4 m, og kappens højde i beholder 2 er 0,7 m, er det forståeligt, at noget af energien trækkes ned i de lavere liggende delvolumener i beholder 3. Derudover gælder det også, at det varmeoverførende areal bliver større for en beholder, hvor højde/diameter forholdet er større, selvom det supplerende volumen og sol volumenet i beholderne er ens. Det varmeoverførende areal i beholder 2 er 0,88 m², hvorimod det varmeoverførende areal er 0,63 m² i beholder 3.

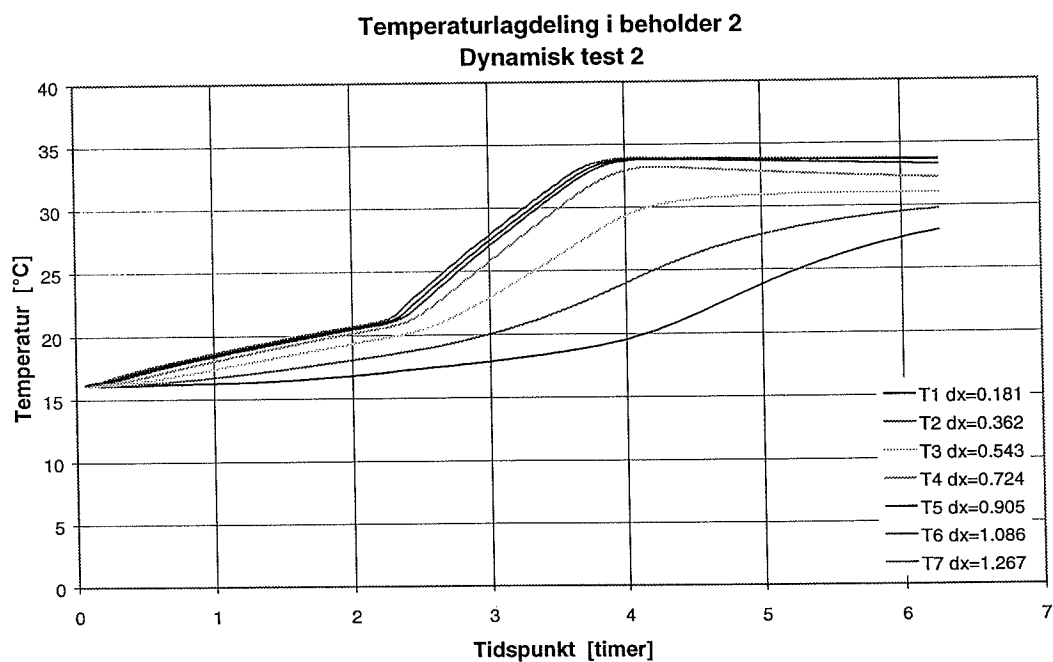
Del 3: Fremløbstemperatur = 30°C:

Delvolumenerne over kappen tilføres nu ikke mere energi, og for begge beholdere falder kurverne, for disse delvolumener, ned til nul. De nederste delvolumener bliver imidlertid ved med at opsamle energi. Her er det tydeligt, at de nederste delvolumener i beholder 2 kan opsamle meget mere energi end de nederste delvolumener i beholder 3. Det skyldes, at temperaturniveauet i den nederste del af beholder 2 er lavere end i beholder 3, hvorfor beholderen kan vedblive med at opsamle energi.

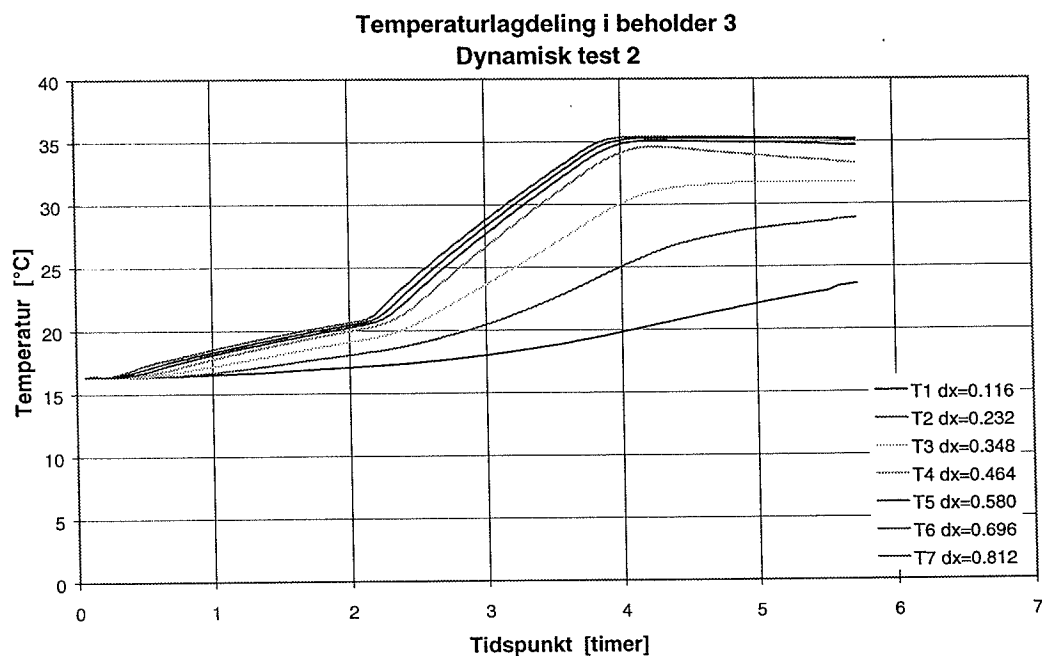
Ud fra disse forsøg kan det konkluderes, at beholderen med det største højde/diameter forhold (beholder 2) har en fordel i forhold til beholderen med det mindre højde/diameter forhold (beholder 3), idet beholderen, i længere tid i forsøgets *del 3*, kan opsamle energi. Dvs. at en solvarmebeholder med et stort højde/diameter forhold vil være bedre, end en solvarmebeholder med et mindre højde/diameter forhold, til at udnytte den solenergi, der tilføres lagertanken sent om eftermiddagen.



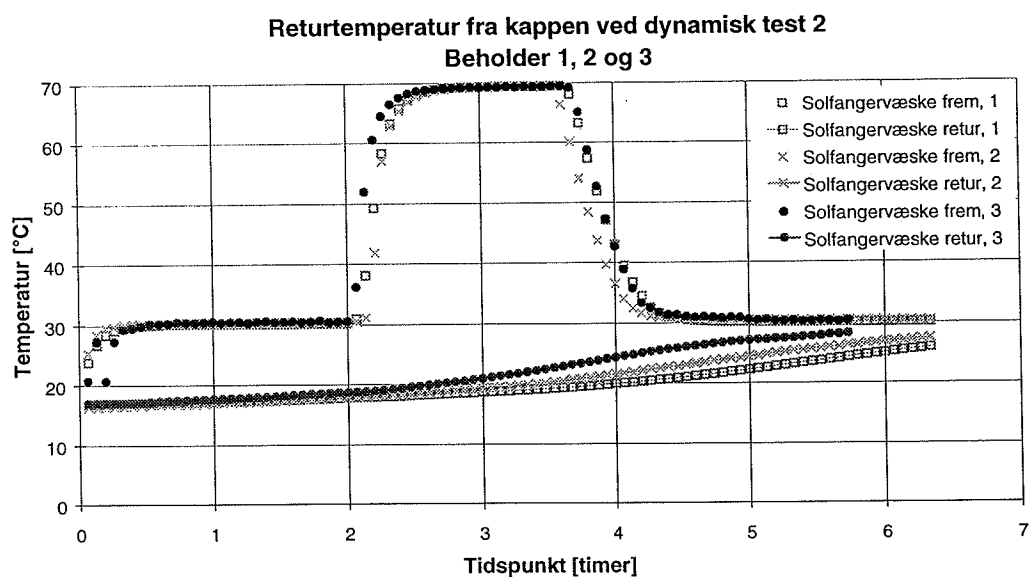
Figur 2-28: Temperaturer i brugsvandet i beholder 1 ved dynamisk test 2.



Figur 2-29: Temperaturer i brugsvandet i beholder 2 ved dynamisk test 2.

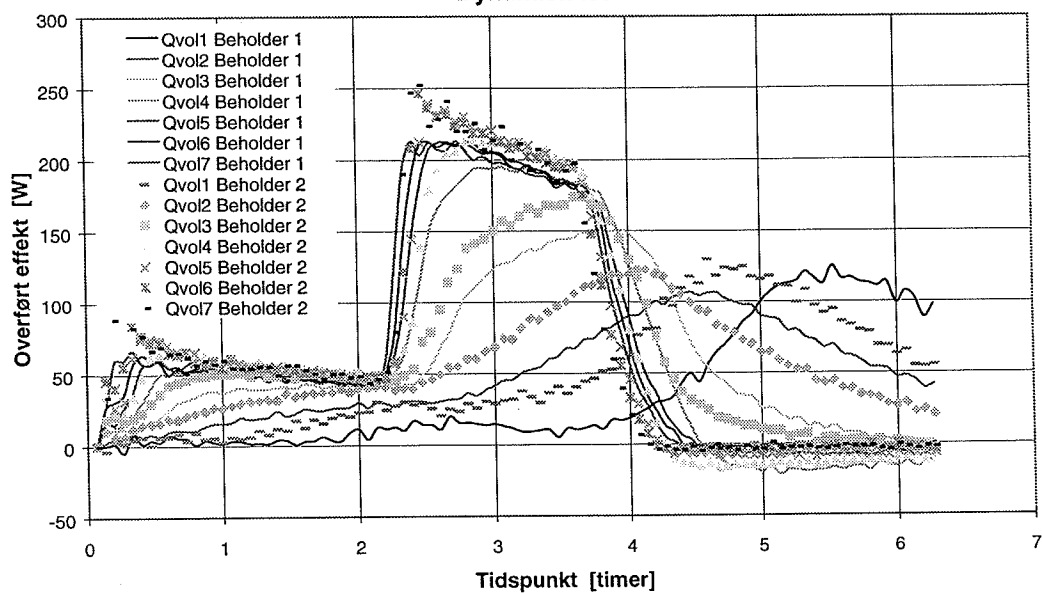


Figur 2-30: Temperaturer i brugsvandet i beholder 3 ved dynamisk test 2.



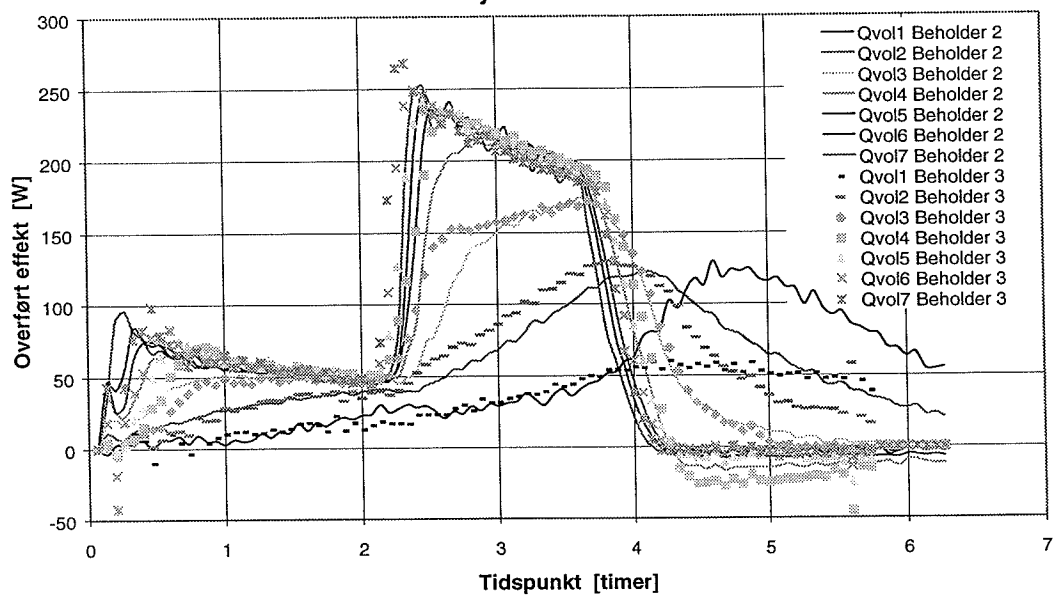
Figur 2-31: Fremløbstemperatur til kappen og returtemperatur fra kappen under den dynamiske test 2 for beholder 1, 2 og 3.

Opbygning af temperaturlagdeling i beholder 1 og 2 Dynamisk test 2



Figur 2-32: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderne 1 og 2.

Opbygning af temperaturlagdeling i beholder 2 og 3 Dynamisk test 2



Figur 2-33: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderne 2 og 3.

2.4.2.3. Prøvningsforhold for beholder 5

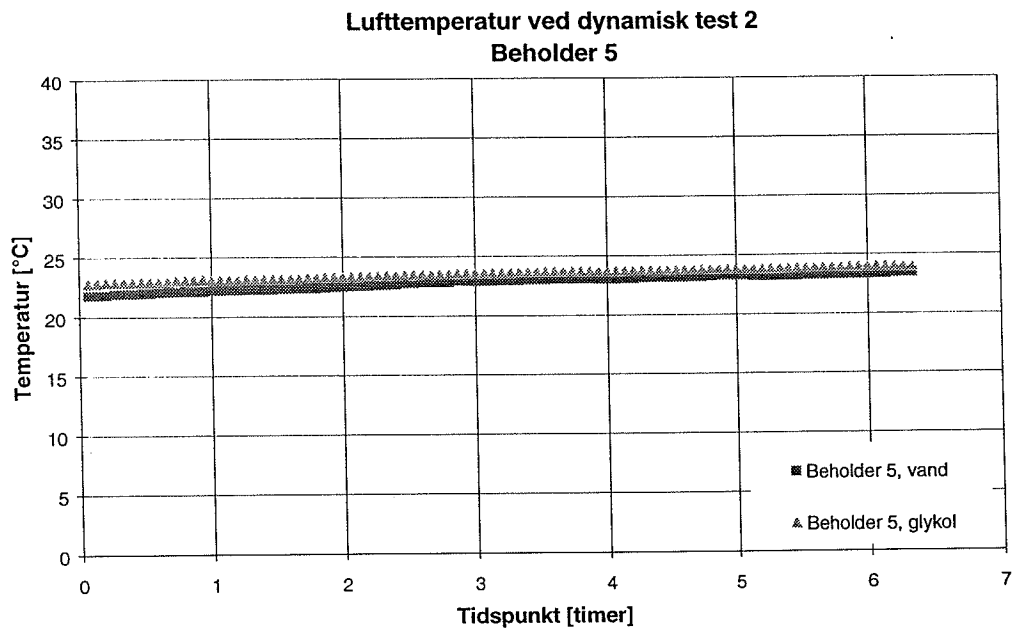
Figur 2-34, Figur 2-35 og Figur 2-36 viser prøvningsforholdene ved den dynamiske test 2. I det følgende sammenlignes prøvningsforholdene for beholderen, når der anvendes hhv. vand eller 34% propylenglykol/vand som solfangervæske.

Figur 2-34 viser lufttemperaturen ved de to forsøg. Lufttemperaturen er gennemgående højest ved målingerne med vand som solfangervæske og lavest ved målingerne med 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. I gennemsnit er der ca. 0,3 K forskel mellem lufttemperaturen ved de to forsøg. Forskellen er meget lille, og den har ingen indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.

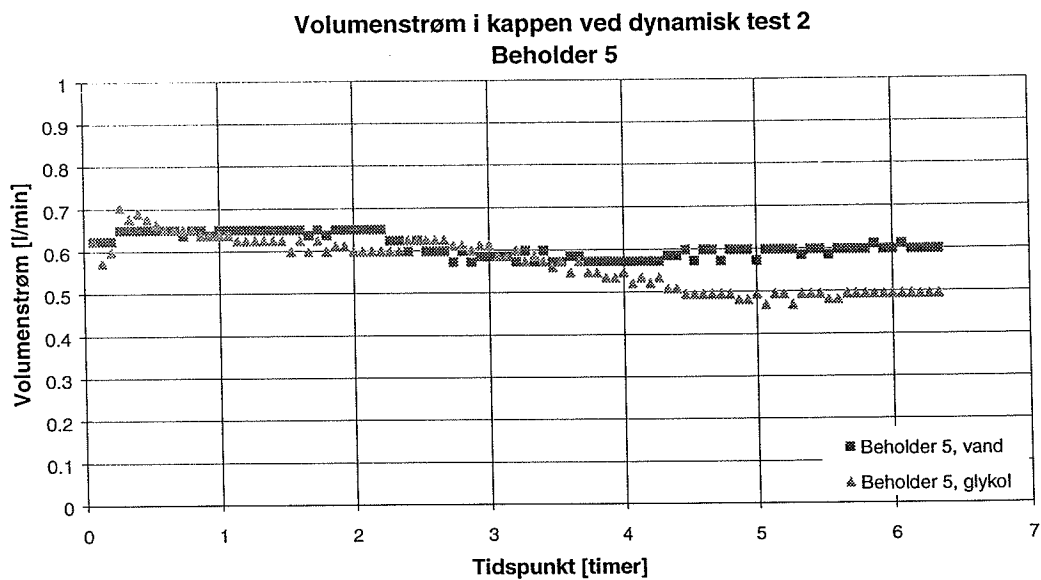
Figur 2-35 viser volumenstrømmen ved de to forsøg. I forsøgenes første 3,5 timer er volumenstrømmene nogenlunde ens. Derefter falder volumenstrømmen især ved målingerne med 34% propylenglykol/vand som solfangervæske.

Figur 2-36 viser solfangervæskens fremløbstemperatur til kappen ved de to forsøg. Det ses, at fremløbstemperaturerne er meget ens for forsøgene.

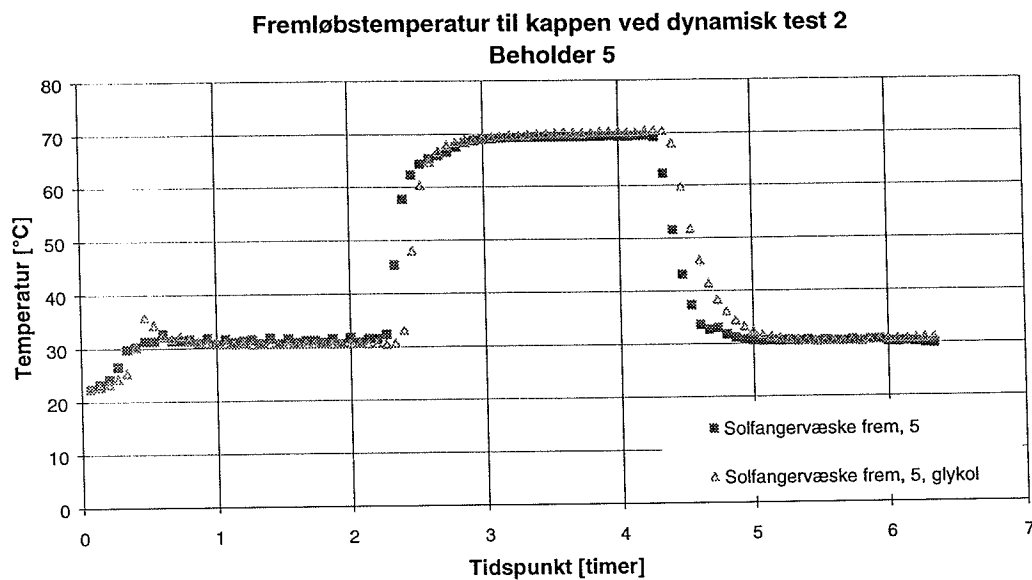
Figur 2-37 viser varmekapacitetsstrømmene ved de to forsøg. Det ses, at varmekapacitetsstrømmen i beholder 5 med 34% propylenglykol/vand som solfangervæske ligger gennemgående under varmekapacitetsstrømmen med vand som solfangervæske. Det er tydeligt, at variationerne fra volumenstrømmene går igen i varmekapacitetsstrømmene. Derudover er produktet af massefylden, ρ , og varmekapaciteten, c_p , mindre for 34% propylenglykol/vand end for rent vand. Det er yderligere med til at forringe varmekapacitetsstrømmen for forsøget med 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. For forsøgene betyder forskellene, at der højst sandsynligt vil blive tilført mest effekt til beholderen når der anvendes rent vand som solfangervæske.



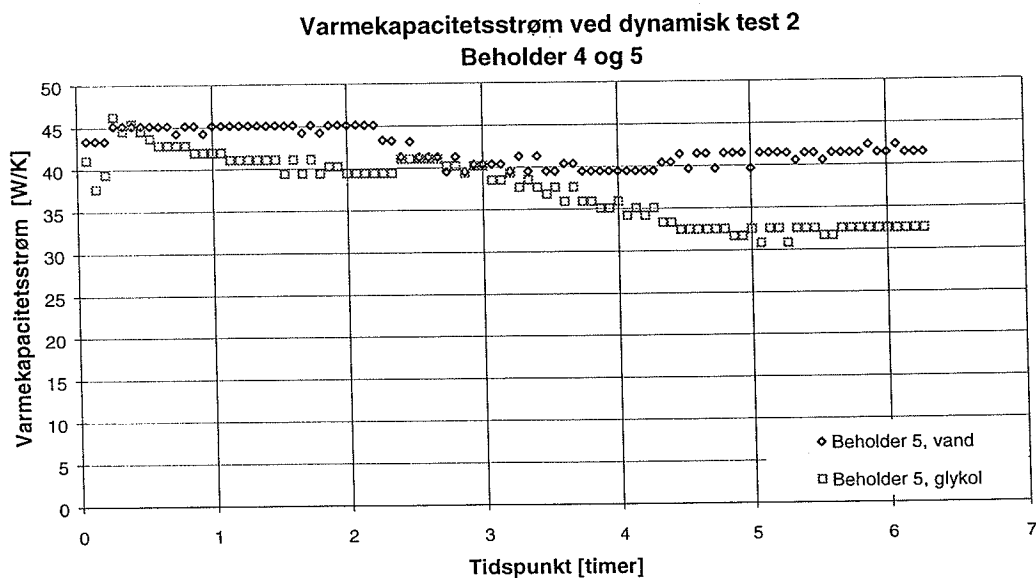
Figur 2-34: Lufttemperatur ved dynamisk test 2 for beholder 5 med hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. Lufttemperaturen er meget ens ved de to forsøg.



Figur 2-35: Volumenstrøm i kappen ved dynamisk test 2 for beholder 5 med hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. Volumenstrømmen falder noget ved 34% propylenglykol/vand forsøget.



Figur 2-36: Fremløbstemperatur til kappen ved dynamisk test 2 for beholder 5 med hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. Fremløbstemperaturerne i de to forsøg er meget ens. Fremløbstemperaturen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdelingen i brugsvandet.



Figur 2-37: Varmekapacitetsstrømmen ved stationær test for beholder 5 med hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske.

2.4.2.4. Resultater for beholder 5

Figur 2-38 og Figur 2-39 viser, hvordan temperaturerne i brugsvandet i beholder 5, med hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske, ændres under beholderens opvarmning. Forsøget med vand som solfangervæske har en starttemperatur på ca. 20°C. Forsøget med 34% propylenglykol/vand som solfangervæske har en starttemperatur på ca. 23°C. Figurene viser, at temperaturerne øverst i beholderne stiger hurtigst. Dernæst stiger temperaturerne længere nede i beholderne. Efter ca. 4,5 timer er temperaturdifferensen mellem toppen og bunden af beholder 5 hhv. ca. 17 K og ca. 15 K, når der anvendes hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. Dvs. at temperaturlagdelingen i brugsvandet, efter 4,5 timer, er bedst når der anvendes vand som solfangervæske og dårligst når der anvendes 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. Forskellen skyldes højst sandsynligt forskellene i starttemperaturerne samt forskellene i varmekapacitetsstrømmene.

Efter ca. 4,5 timer anvendes den lave fremløbstemperatur (jf. Figur 2-36). Fremløbstemperaturen er ca. 30°C, hvilket er lavere end temperaturerne i brugsvandsvolumenets øvre del (T4, T5, T6 og T7), men højere end temperaturerne i brugsvandsvolumenets nedre del (T1, T2 og T3). Igen er det interessant at undersøge, hvorvidt temperaturniveauet i brugsvandsvolumenets øvre del opretholdes. Desuden er det interessant at se, hvorledes temperaturerne i brugsvandsvolumenets nedre del udvikles.

Figurene viser, at temperaturerne i brugsvandsvolumenets øvre del ikke falder grundet den lavere fremløbstemperatur. Den svage temperaturændring af T6 og T7, der ses i figurene, skyldes varmefabet fra beholderne, samt den nedad rettede varmetransport i beholderen forårsaget af varmeledning. Dvs. at temperaturniveauet over kappen ikke forstyrres af den lavere fremløbstemperatur. T4 og T5, som er de temperaturer, der ligger umiddelbart ud for - og over toppen af kappen (jf. Figur 2-17), er de temperaturer, der falder mest. Temperaturfaldet er ikke stort - ca. 2,5 K på to timer. I brugsvandsvolumenets nedre del stiger temperaturerne som ønsket.

Figur 2-40 viser fordelingen af den overførte effekt til lagerets syv øverste delvolumener i beholder 5 med hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. Dvs. at figuren viser solfangervæskens indflydelse på fordelingen af den overførte effekt.

Nedenfor beskrives solfangervæskens indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet (Figur 2-40). Ved beskrivelsen opdeles forsøget i tre dele:

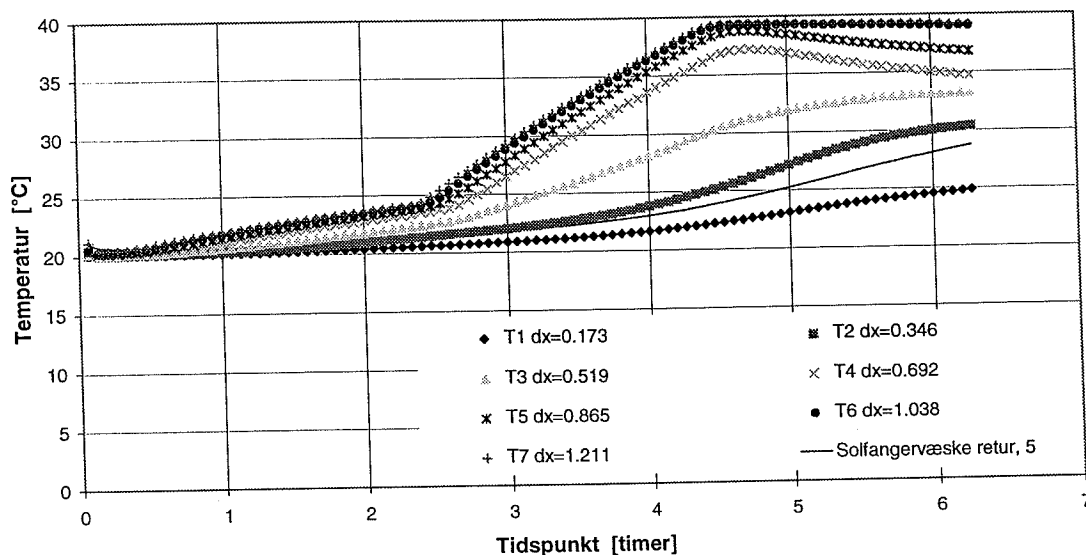
Del 1: Fremløbstemperatur = 30°C:

Grafen viser, at effektilførslen til beholderens delvolumener stiger til et højere niveau, når der anvendes vand - i stedet for 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. Fremløbstemperaturerne er i gennem hele forsøget nogenlunde ens, men der er væsentlig forskel på varmekapacitetsstrømmene. Dvs. at der tilføres beholder 5 mere energi når der anvendes vand som solfangervæske end når der anvendes 34% propylenglykol/vand som solfangervæske.

Det figuren således viser er, at opvarmningen og effektilførslen sker på nogenlunde samme måde, hvad enten der anvendes rent vand eller 34% propylenglykol/vand som solfangervæske. Vand har selvfølgelig en fordel i, at varmekapacitetsstrømmen altid vil være større end den tilsvarende varmekapacitetsstrøm for en 34% propylenglykol/vand blanding. Generelt, og ikke overraskende, kan det

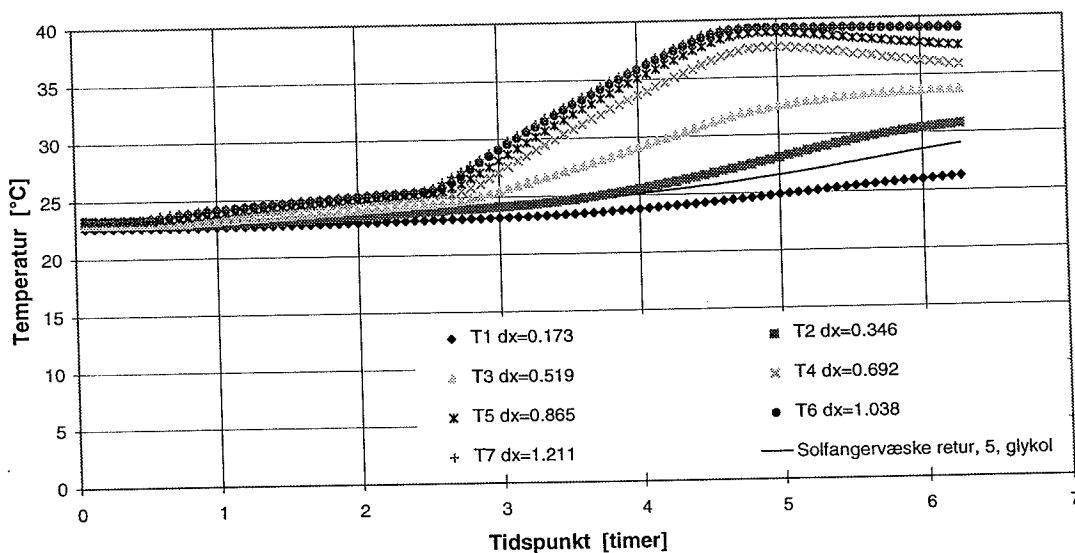
konkluderes, at temperaturlagdelingen opbygges bedst, med en solfangervæske med stor varmekapacitet.

Temperaturlagdeling i beholder 5 Dynamisk test 2 med vand som solfangervæske



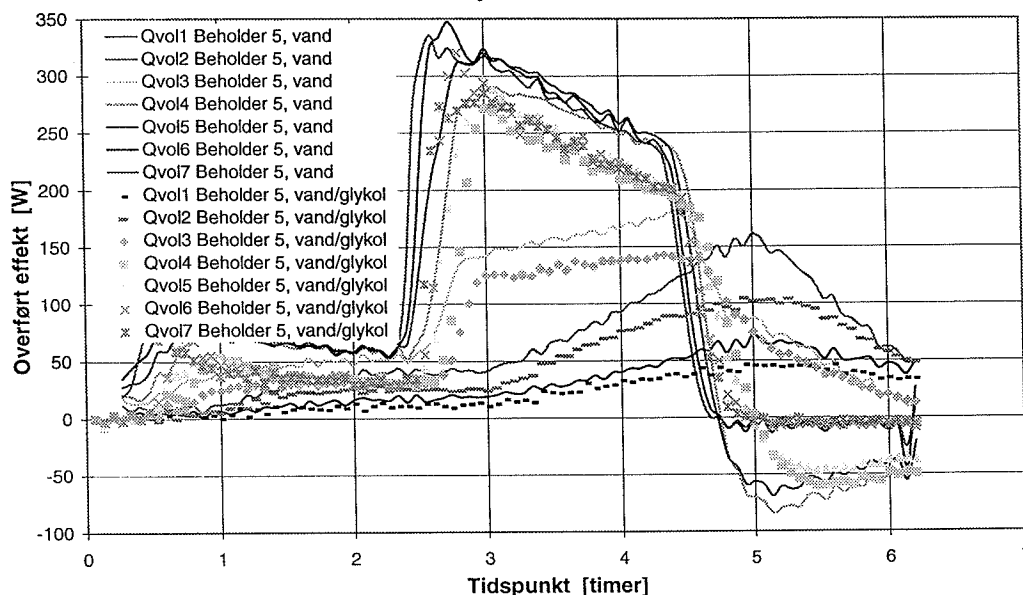
Figur 2-38: Temperaturer i brugsvandet i beholder 5, med vand som solfangervæske, ved dynamisk test 2.

Temperaturlagdeling i beholder 5 Dynamisk test 2 med vand/glykol som solfangervæske



Figur 2-39: Temperaturer i brugsvandet i beholder 5, med 34% propylenglykol/vand som solfangervæske, ved dynamisk test 2.

Opbygning af temperaturlagdeling i beholder 5 Dynamisk test 2



Figur 2-40: Overført effekt i de syv øverste lag i beholder 5 med hhv. vand og 34% propylenglykol/vand som solfangervæske, ved dynamisk test 2.

2.4.3. Test 3: Dynamisk forsøg

Formålet med dette dynamiske forsøg er at afklare, hvordan temperaturlagdelingen i brugsvandet opbygges under varierende forhold. Dette dynamiske forsøg skal simulere en typisk solskinsdag med mange skyer. Dvs. at der skiftevis er sol og skyet. Fremløbstemperaturen vil i dette tilfælde skiftevis være høj og lav.

Det, der især er interessant ved denne test, er hvordan temperaturlagdelingen opbygges eller nedbrydes, når fremløbstemperaturen varierer så kraftigt. Det vil sige, hvordan udnyttes den solenergi, der tilføres lagertanken, når solbestrålingsstyrken er varierende?

2.4.3.1. Prøvningsforhold for beholder 1, 2 og 3

Figur 2-41 viser lufttemperaturen ved de tre forsøg. Lufttemperaturen er gennemgående højest ved målingerne for beholder 1, næsthøjest ved målingerne for beholder 3 og lavest ved målingerne for beholder 2. I gennemsnit er der ca. 1,2 K forskel mellem lufttemperaturen ved forsøget med hhv. beholder 1 og beholder 2 og ca. 0,9 K forskel mellem lufttemperaturen ved forsøget med hhv. beholder 1 og beholder 3. Som beskrevet tidligere har lufttemperaturen ikke nogen stor indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.

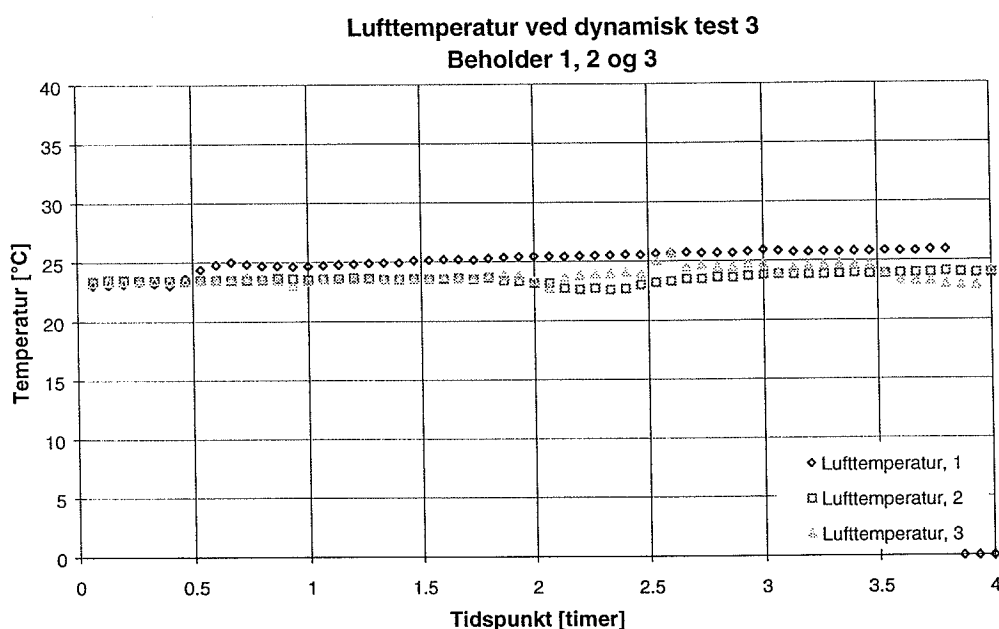
Figur 2-42 viser volumenstrømmen ved de tre forsøg. Volumenstrømmen er gennemgående størst ved målingerne for beholder 3, næststørst ved målingerne for beholder 2 og mindst ved målingerne for

beholder 1. I gennemsnit er der ca. 0,01 l/min forskel mellem den største og den mindste gennemsnitlige volumenstrøm. Forskellen mellem den største og den mindste gennemsnitlige volumenstrøm er så lille, at det ikke får en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.

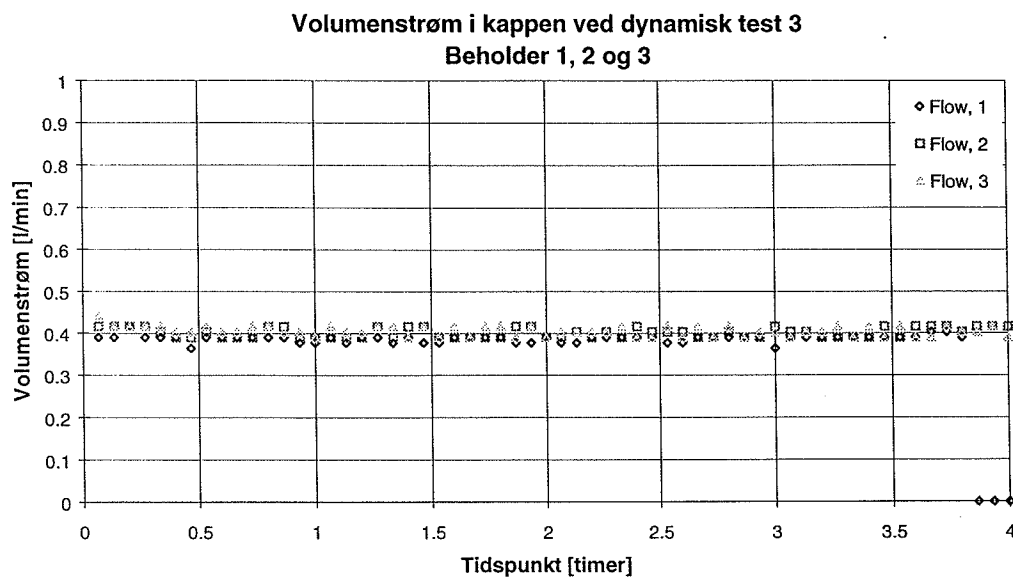
Figur 2-43 viser solfangervæskens fremløbstemperatur til kappen ved de tre forsøg. Det ses, at maksimumtemperaturerne og minimumtemperaturerne er meget ens for de tre forsøg. Til gengæld er der forskel på svingningsfrekvensen.

Figur 2-44 viser varmekapacitetsstrømmene ved de tre forsøg. Det er kun variationerne fra volumenstrømmene der går igen i varmekapacitetsstrømmene. Forskellene er meget små, og de har ingen indflydelse på forsøget.

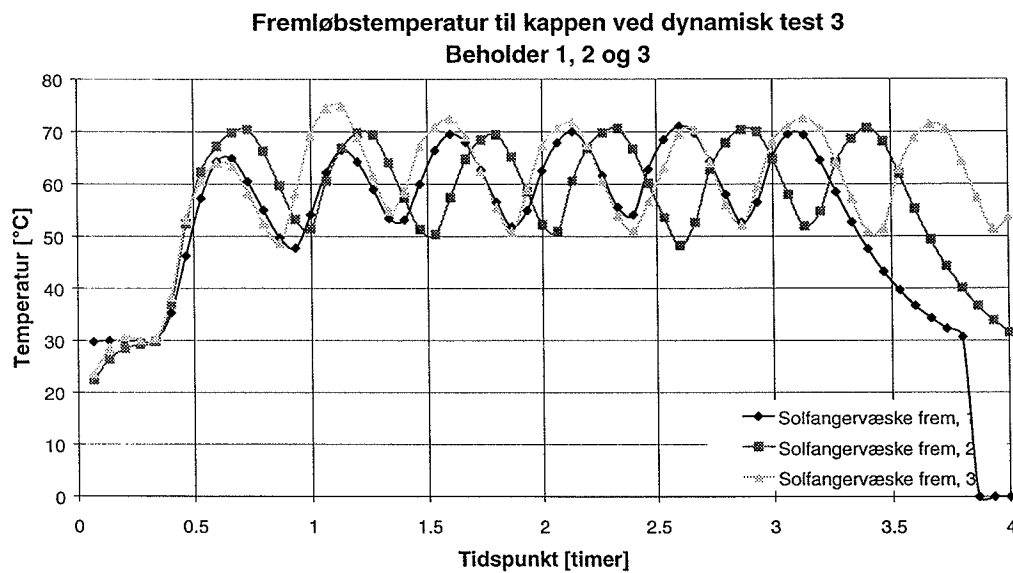
Generelt gælder, at prøvningsforholdene for beholder 1, 2 og 3 ligger meget tæt på hinanden. Alligevel bevirker forskellene i fremløbstemperaturernes svingningsfrekvens, at målingerne ikke direkte kan sammenlignes. For hver beholder, kan det dog stadig undersøges, hvorledes temperaturlagdelingen i brugsvandet opbygges.



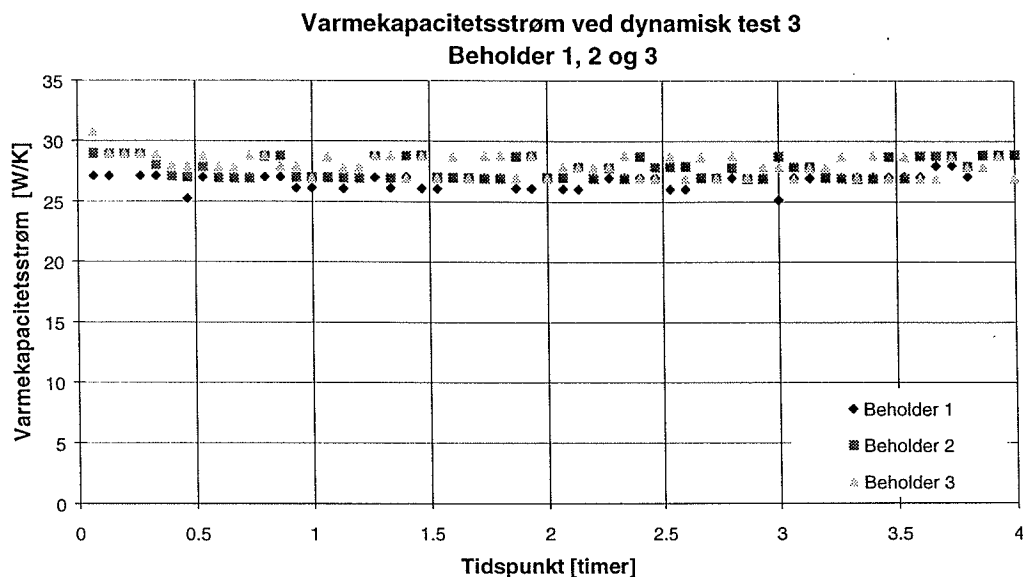
Figur 2-41: Lufttemperatur ved dynamisk test 3 for beholder 1, 2 og 3. Forskellene i lufttemperaturerne har ikke nogen nævneværdig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.



Figur 2-42: Volumenstrøm i kappen ved dynamisk test 3 for beholder 1, 2 og 3. Volumenstrømmene i de tre beholdere er meget ens. Volumenstrømmen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet



Figur 2-43: Fremløbstemperatur til kappen ved dynamisk test 3 for beholder 1, 2 og 3. Fremløbstemperaturerne i de tre beholdere er meget ens. Fremløbstemperaturen har en væsentlig indflydelse på opbygning af temperaturlagdeling i brugsvandet.



Figur 2-44: Varmekapacitetsstrømmen ved dynamisk test 3 for beholder 1, 2 og 3.

2.4.3.2. Resultater for beholder 1, 2 og 3

Figur 2-45, Figur 2-46 og Figur 2-47 viser, hvordan temperaturerne i brugsvandet, i beholderne 1, 2 og 3, ændres under beholdernes opvarmning. Alle tre beholdere har en starttemperatur på ca. 16-17°C. Figurene viser, at temperaturerne øverst i beholderne stiger hurtigst. Dernæst stiger temperaturerne længere nede i beholderne. Desuden ses det, at svingningerne fra fremløbstemperaturerne kan ses på temperaturerne i brugsvandsvolumenet over kappen. I brugsvandsvolumenet ud for kappen kan disse svingninger ikke genfindes.

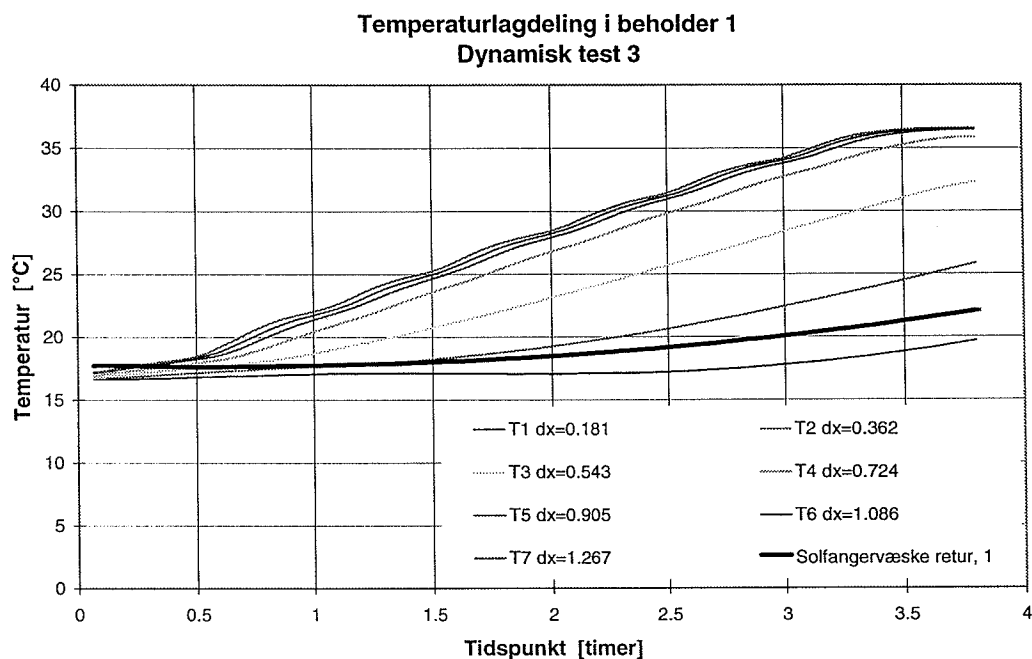
Figur 2-48 viser både fremløbstemperaturen til kappen og returtemperaturen fra kappen, i beholder 1, 2 og 3, under opvarmningen. Figuren viser, at solfangervæskens returtemperaturer fra kappen er meget ens i beholder 1 og 2. Dog er der en tendens til at returtemperaturen i beholder 1 er lavest i slutningen af forsøget, på trods af, at solfangervæske i kappen var varmest ved starten af forsøget. Returtemperaturen fra beholder 3 er klart den højeste i den sidste del af forsøget. Denne tendens forklares stadig ved forskellene i højde/diameter forholdet og det varmeoverførende areal.

Figur 2-49 viser fordelingen af den overførte effekt til lagerets syv øverste delvolumener i beholderne 1 og 2. Figur 2-50 viser fordelingen af den overførte effekt til lagerets syv øverste delvolumener i beholderne 2 og 3.

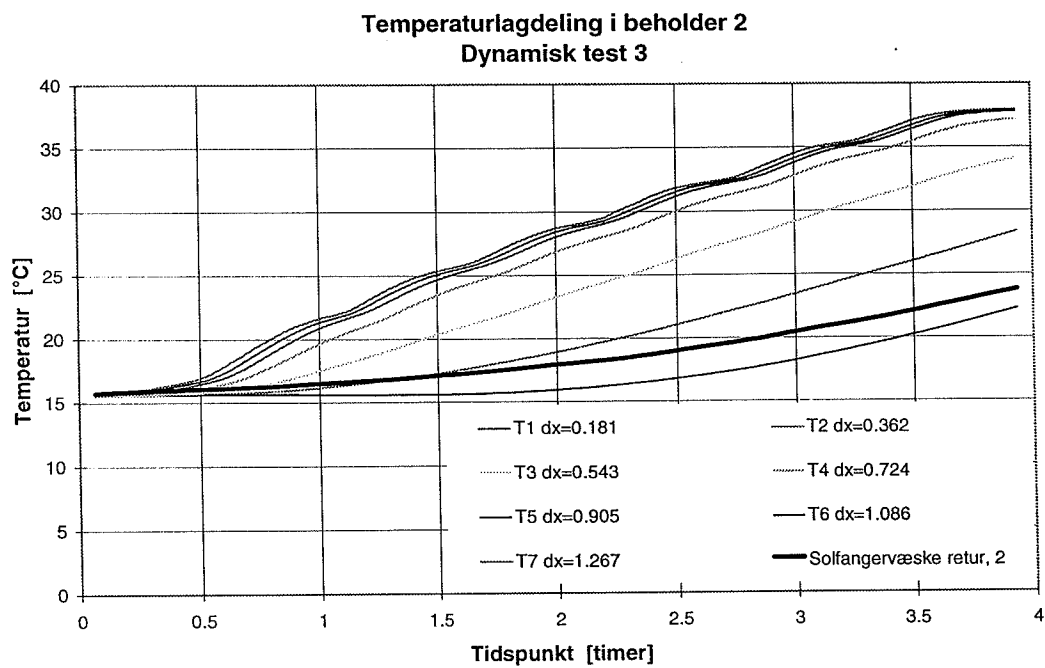
Figurene viser, at variationerne fra fremløbstemperaturerne tydeligt påvirker effektilførslen til i brugsvandet over kappen. Til gengæld er variationerne ikke så tydelige i brugsvandet ud for kappen. Det betyder, at den indkommende solfangervæske hurtigt glider ned til det niveau i kappen, hvor den omgivende solfangervæske har samme temperatur som den indkommende solfangervæske. Hvis den indkommende solfangervæske er meget varm, bliver den i toppen af kappen og varmer dermed brugsvandsvolumenet over kappen op. Hvis den indkommende solfangervæske er koldere end tem-

peraturen i toppen af kappen, glider den ned til det rigtige niveau i kappen uden at sprede sig i kappens omkreds. Først i det rigtige niveau spreder den indkommende solfangervæsken sig rundt i kappens omkreds.

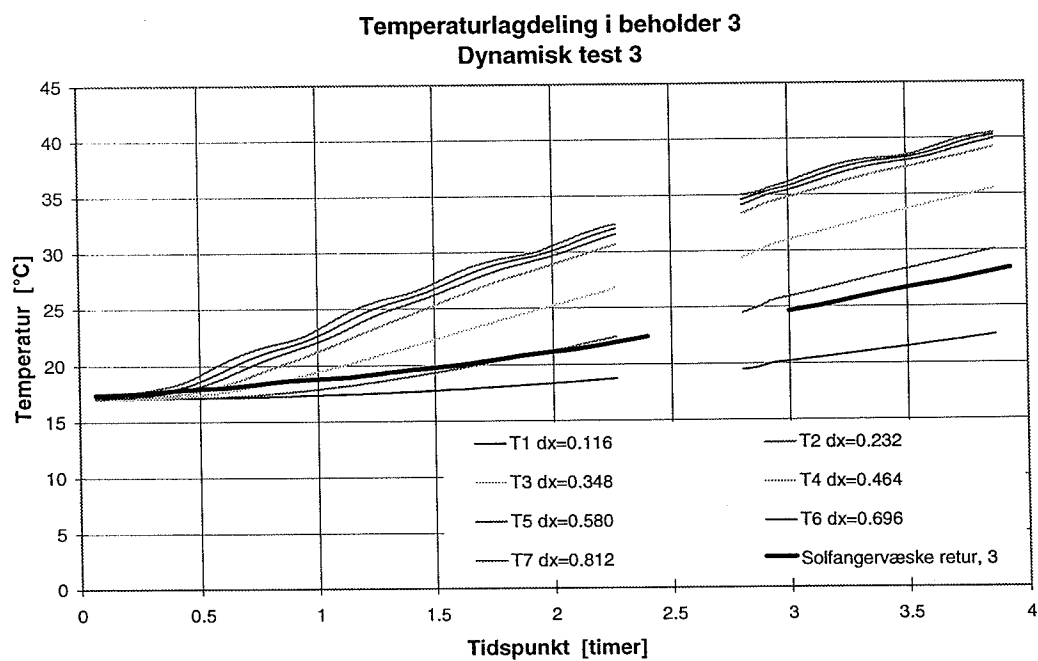
Figureerne viser desuden, at der er tydelige forskelle i effektilførselsniveauerne i de forskellige lag i de respektive beholdere. Disse forskelle skyldes, at der er forskel på fremløbstemperaturerne, til det aktuelle tidspunkt, for beholderne. Forskellene skyldes ikke de forskellige beholderdesign.



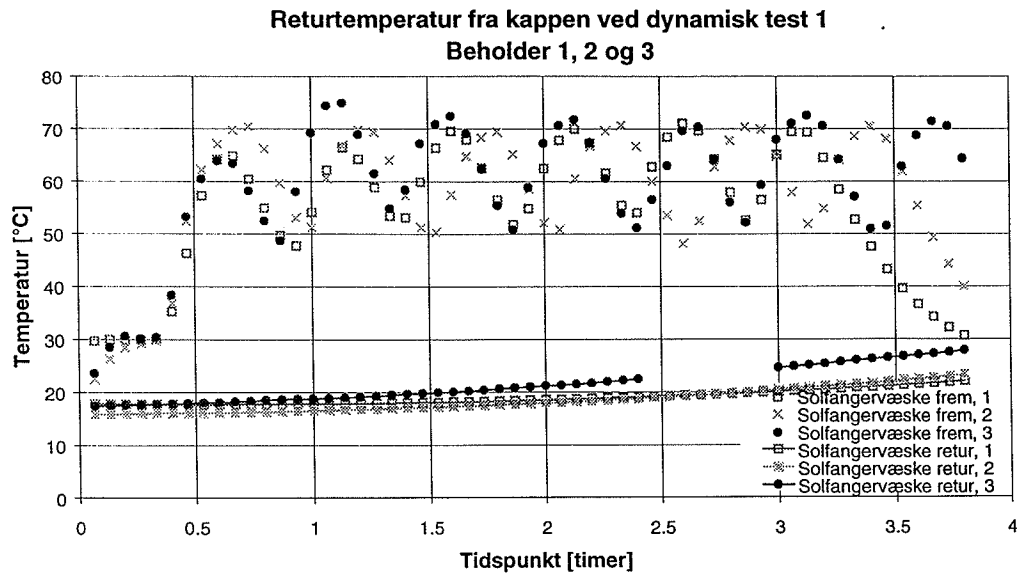
Figur 2-45: Temperaturer i brugsvandet i beholder 1, med vand som solfangervæske, ved dynamisk test 3.



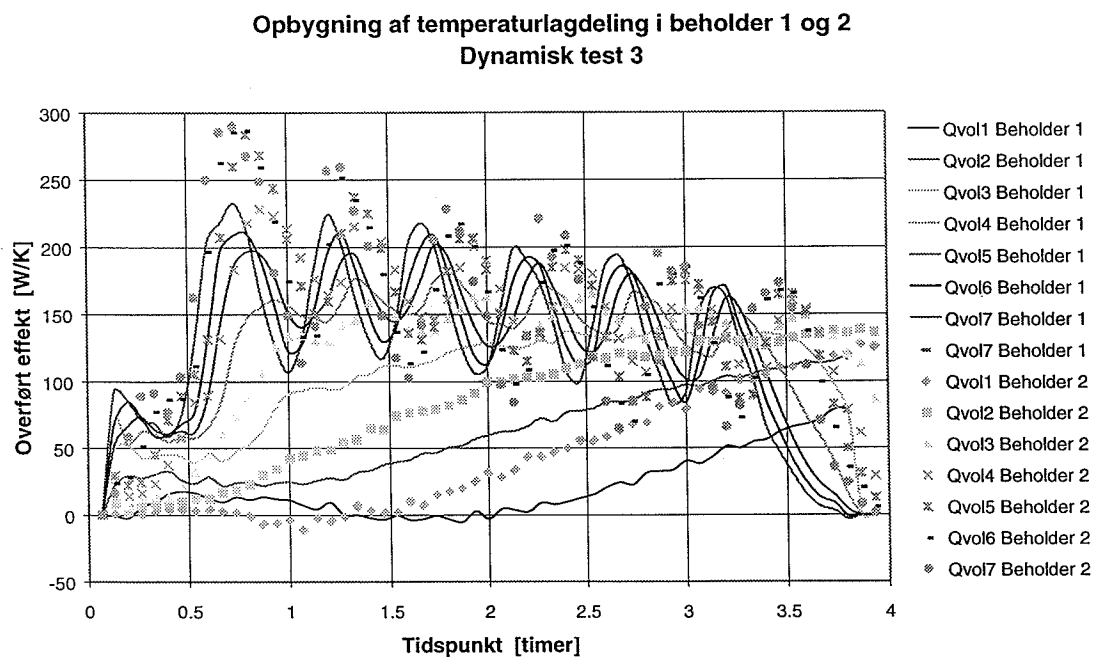
Figur 2-46: Temperaturer i brugsvandet i beholder 2, med vand som solfangervæske, ved dynamisk test 3.



Figur 2-47: Temperaturer i brugsvandet i beholder 3, med vand som solfangervæske, ved dynamisk test 3. De manglende temperaturer i midten af forsøget skyldes dataudfald.

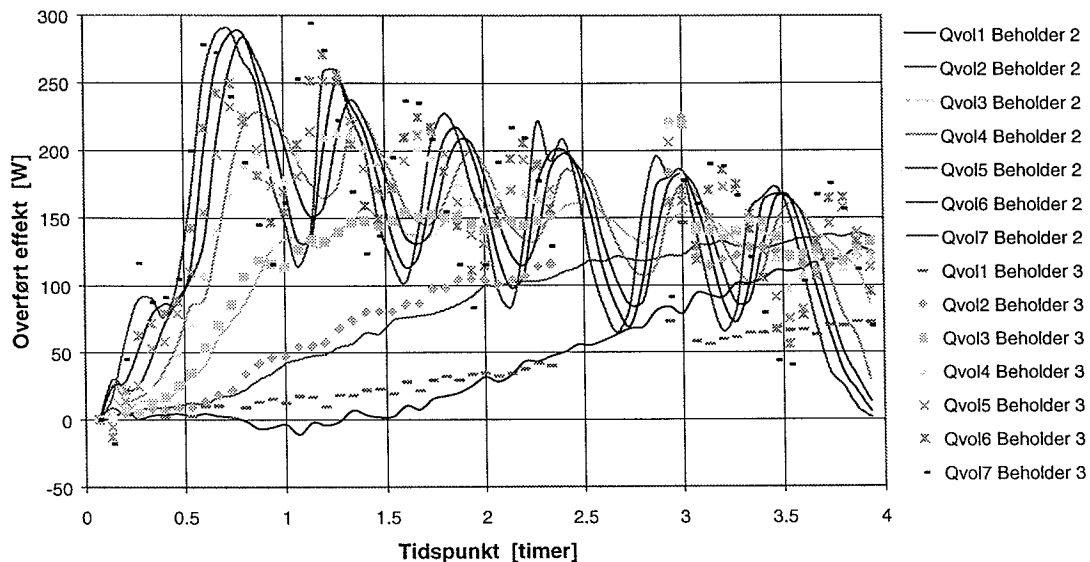


Figur 2-48: Fremløbstemperatur til kappen og returtemperatur fra kappen under den dynamiske test 3 for beholder 1, 2 og 3.



Figur 2-49: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderne 1 og 2.

Opbygning af temperaturlagdeling i beholder 2 og 3 Dynamisk test 3



Figur 2-50: Overført effekt i de syv øverste lag i beholderne 2 og 3.

2.5. Sammenfatning

Formålet med forsøgene har været, at undersøge hvordan temperaturlagdelingen i kappebeholdernes brugsvandsvolumener opbygges under forskellige driftsbetingelser. Desuden har formålet været, at undersøge beholderudformningens indflydelse på opbygningen af temperaturlagdelingen.

- Forsøgene viste, at det er en fordel, både for opbygning og bevarelse af temperaturlagdelingen i brugsvandsvolumenet, og for afkøling af solfangervæsken gennem lageret, hvis kappebredden er stor. Årsagen er, at solfangervæskens opblanding i toppen af kappen er større ved en smal kappe. En bredere kappe medfører nemlig, at de naturlige drivkræfter i kappen bliver mere dominerende. Det medfører, at den indkommende solfangervæske, med mindre opblanding, glider ned til det niveau i kappen, hvor den omgivende solfangervæske har samme temperatur som den indkommende solfangervæske. Hvis den indkommende solfangervæske er meget varm, bliver den i toppen af kappen og varmer dermed brugsvandsvolumenet over kappen op. Hvis den indkommende solfangervæske er koldere end temperaturen i toppen af kappen, glider den ned til det rigtige temperatur niveau i kappen.
- Forsøgene viste, at det er en fordel, både for opbygning og bevarelse af temperaturlagdelingen i brugsvandsvolumenet, og for afkøling af solfangervæsken gennem lageret, hvis højde/diameter forholdet er stort. Det vil altid være nemmere at opretholde store temperaturforskelle når der er stor afstand mellem det koldeste og det varmeste punkt, end når der er lille afstand mellem det koldeste og det varmeste punkt. Desuden bliver det varmeoverførende areal større, når højde/diameter forholdet er større - selv om det supplerende volumen er af samme størrelse i beholderne.

- De dynamiske forsøg viste, at temperaturlagdelingen opbygges meget nemt i brugsvandsvolumenet. Når temperaturlagdelingen er opbygget er den meget svær at ødelægge igen - selv under 'svære driftsbetingelser'.

Formålet med forsøgene har også været, at undersøge de konvektive varmeoverføringsforhold for kappebeholdere. Målingerne kan dog ikke bruges direkte til beskrivelse af de konvektive varmeoverføringsforhold. Dertil er målingerne for primitive. Derimod er målingerne brugt til at validere de meget mere detaljerede CFD-modeller. Disse modeller kan meget mere præcist beskrive de termiske forhold i beholderne, jf. kapitel 3.

Resultaterne fra de detaljerede CFD-modeller vil siden hen benyttes i simuleringsprogrammer til beregning af ydelser for solvarmeanlæg baseret på kappebeholdere. De beskrevne målinger vil da blive benyttet til at validere især beholdernes beregningsrutiner.

3. Teoretisk analyse af kappebeholderne

Ved den teoretiske undersøgelse af de konvektive varmeoverføringsforhold for kappebeholdere er CFD-programmet CFX 4.1 anvendt (CFD= Computational Fluid Dynamics) /3/.

Ved *Computational Fluid Dynamics* forstås videnskaben at finde en numerisk løsning til de beskrevne analytiske ligninger for et fysisk problem, der indebærer strømninger i et fluid. Ved *Computational* menes anvendelsen af computere til at løse problemer inden for fluid dynamikken. Ordet *fluid* er en fælles betegnelse for både væsker og gasarter. Eksempelvis er både vand og luft fluidier. En mere præcis definition gives ved: Et fluid er en substans, som ikke 'kan holde sig selv i ro', under en forskydende påvirkning. *Dynamics* kan beskrives ved bevægelse og kraftudfoldelse.

Med den store udvikling indenfor computer teknologien er også CFD-programmerne blevet udviklet og forbedret, og CFD vinder stadig mere og mere udbredelse. Der er mindst to hovedårsager hertil:

1. Med CFD programmer er det muligt, ved simuleringer, at undersøge specielle strømningstilfælde, som det ikke er muligt at undersøge ved eksperimentelle metoder.
2. Desuden er det muligt at undersøge specielle strømningstilfælde på en billigere og mindre tidkrævende måde ved simuleringer end ved eksperimenter.

Ovenstående problemstillinger er meget beskrivende for kappebeholderundersøgelserne. Især er pointen, at det er næsten umuligt, at måle de konvektive overgangskoefficienter ned langs med kappen uden at forstyrre strømningerne og dermed ændre de typiske betingelser.

Teorien bag CFD-programmerne vil ikke blive gennemgået i dette kapitel. I appendikset bagest i denne rapport gennemgås den grundlæggende analytiske teori kort.

En model af beholder 1 er opbygget i CFD-programmet. Herefter er de forskellige tests simuleret og de beregnede resultater er sammenlignet med de målte resultater. Dvs. at modellen er valideret mod de målte temperaturer inde i brugsvandet samt mod returtemperaturen fra kappen. Herved tjekkes, at temperaturlagdelingen opbygges korrekt i simuleringerne, og at der bliver afsat den rigtige effekt i simuleringerne. Hvis disse to kriterier er opfyldt, er det meget sandsynligt, at også den mere detaljerede varmetransport simuleres rigtigt. Dvs. at resultaterne fra CFD-programmet kan benyttes til at analysere bl.a. den konvektive varmetransport i kappen.

I afsnit 3.1 gennemgås opbygningen af modellen, og i afsnit 3.2 valideres modellen. I afsnit 3.3 gives nogle eksempler på, hvorledes varmetransporten fra solfangervæske til varmtvandsbeholderen foregår. I afsnit 3.4 beskrives de forskellige udførte parametervariationer. Disse parametervariationer samles til enkle korrelationer for den konvektive varmetransport fra kappen til vandtanken. Endelig sammenfattes resultaterne i afsnit 3.5.

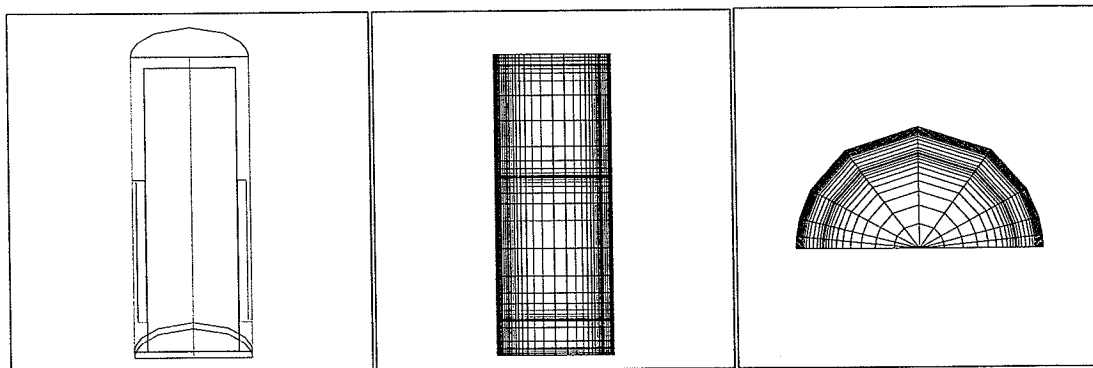
3.1. CFD-modellen

Modellen som beskrives i dette afsnit er en model af beholder 1. Modellen er opbygget i et tredimensionalt net i cylinderkoordinater, og modellen beskriver hele beholderen, dvs. isolering, beholdermateriale, solfangervæske og brugsvand. Modellen er desuden geometrisk korrekt opbygget i målestoksfor-

holdet 1:1. Den eneste tilnærmelse, der er lavet i forhold til den virkelige geometri, er at beholderens top og bund er modellerede som plane endebunde og ikke som hvælvede endebunde. Desuden modelleres kun 'en halv beholder' (jf. Figur 3-1), idet der antages at være symmetri omkring det lodrette plan hvori indløbet til kappen og udløbet fra kappen er placeret. I virkeligheden vil strømningerne ikke være fuldstændigt symmetriske omkring dette lodrette plan, fordi strømningen i indløbsrøret kan være af turbulent karakter. Det vurderes dog, at antagelsen ikke har nogen reel indflydelse på resultaterne.

Beregningsnettet:

Den tredimensionale model indeholder 42 netinddelinger i det lodrette plan langs med tank aksens, 25 netinddelinger i det vandrette plan langs med beholderens radius og 10 netinddelinger i det vandrette plan fra indløb til udløb. I alt udgør således $42 \cdot 25 \cdot 10 = 10500$ kontrolvolumener den halve beholder. Beregningsnettet er udformet således, at det er finest nær ved overfladerne og grovest længst fra overfladerne. Figur 3-1 viser en skitse af modellen samt beregningsnettet i det lodrette - og det vandrette plan.



Figur 3-1: Den tredimensionale model af kappebeholder 1. *Venstre:* Skitse af beholderen med indløb til - og udløb fra kappen. Skitsen er drejet lidt omkring symmetriplanet, således at det fremgår, at det er en halv beholder der modelleres. *Midt:* Beregningsnettet i det lodrette plan. *Højre:* Beregningsnettet i det vandrette plan.

Løsningsmetoden:

Når beregningerne skal udføres, kan det gøres på flere forskellige måder. Det der sker er, at de grundlæggende beskrivende strømningsligninger og energiligninger (jf. afsnit 7.1 i appendiks) skal diskretiseres og løses numerisk. Strømningerne er meget komplekse, idet der skal tages hensyn til den turbulente strømningsform, naturlig opdrift, strømningerne langs med overfladerne m.m.

I modellen diskretiseres strømningsligningerne og energiligningerne med et differensskema, som veksler mellem at bruge *central* diskretisering og *upwind* diskretisering⁴. Derved opnås størst stabilitet i beregningerne. De turbulente strømninger modelleres med en k-ε turbulensmodel (jf. afsnit 7.2 i appendiks).

For at reducere antallet af netinddelinger tæt ved overfladerne kan man anvende 'vægfunktioner', som beskriver hvordan strømninger udvikler sig langs med overfladerne⁴. I beholder modellen er der anvendt en logaritmisk vægfunktion. Endelig skal det nævnes, at de naturlige opdriftskræfter modelleres med Boussinesq's ligninger, og at underrelaksation er anvendt på hastigheds-, energi- og turbulensparametrene. Beregningstidsskridtet i modellen er 1 s.

⁴ For en beskrivelse af disse begreber henvises til f.eks.: *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*. J. C. Tannehill m.fl. 2. Udg. Taylor & Francis, 1997.

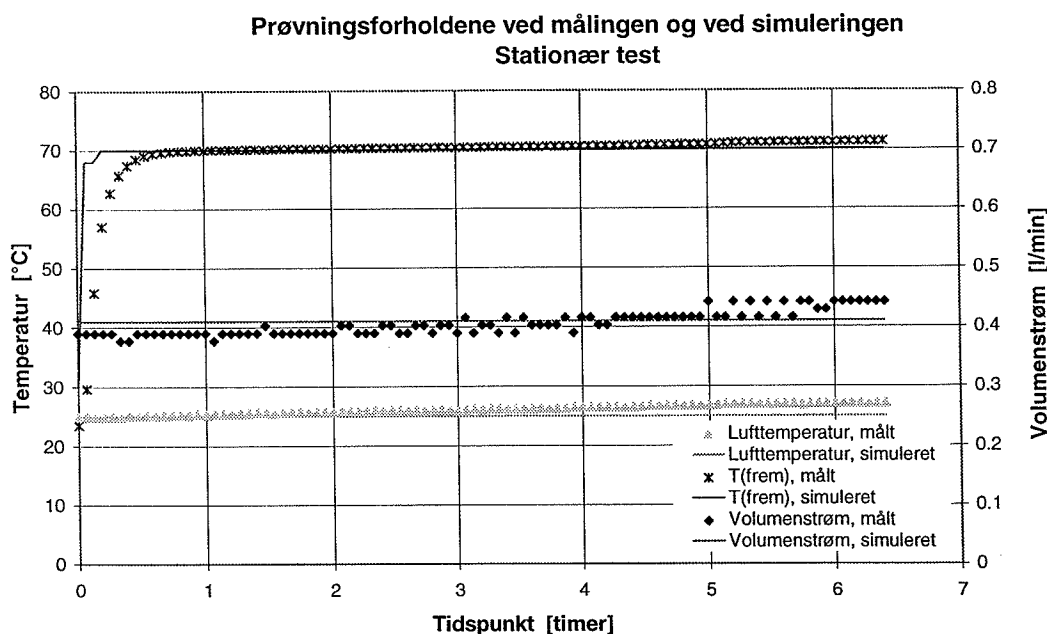
3.2. Validering af modellen

I dette afsnit er modellen valideret med den stationære test 1 og den dynamiske test 2. Prøvningsforholdene, dvs. lufttemperatur, fremløbstemperatur og volumenstrøm, fra målingerne overføres til simuleringerne. Størrelserne er ikke helt ens, idet værdierne ikke er direkte indlæst i CFD-programmet, da dette ikke umiddelbart kunne lade sig gøre. I stedet er midlede værdier, tæt på de egentlige værdier anvendt. Dvs. at lufttemperatur, fremløbstemperatur og volumenstrøm er tilnærmelsesvis ens ved målingerne og simuleringerne.

Parametrene der sammenlignes er hhv. de målte og simulerede temperaturer inde i brugsvandet (T1-T7) samt den målte og simulerede returtemperatur fra kappen. Hvis der opnås en god overensstemmelse mellem de målte og simulerede temperaturer, betyder det, at både temperaturlagdelingen i brugsvandet og solfangervæskens afkøling i kappen modelleres korrekt.

3.2.1. Validering med den stationære test

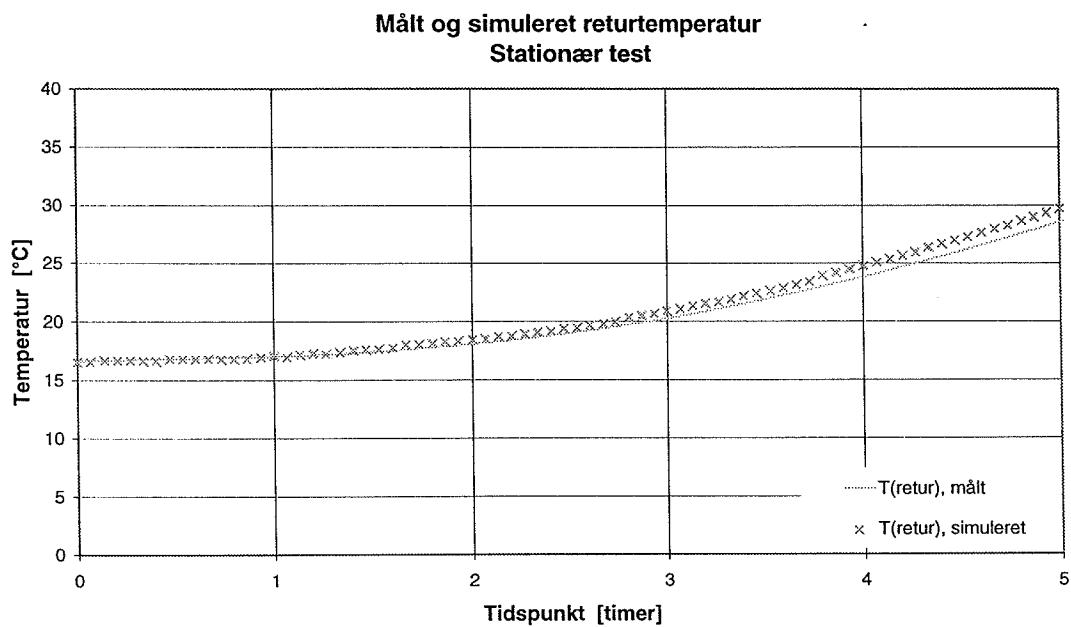
Figur 3-2 viser prøvningsforholdene ved målingen og simuleringen. Der er små variationer mellem hhv. lufttemperatur, fremløbstemperatur og volumenstrøm ved målingen og simuleringen. Variationerne er så små, at de ikke tillægges nogen væsentlig betydning for resultatet.



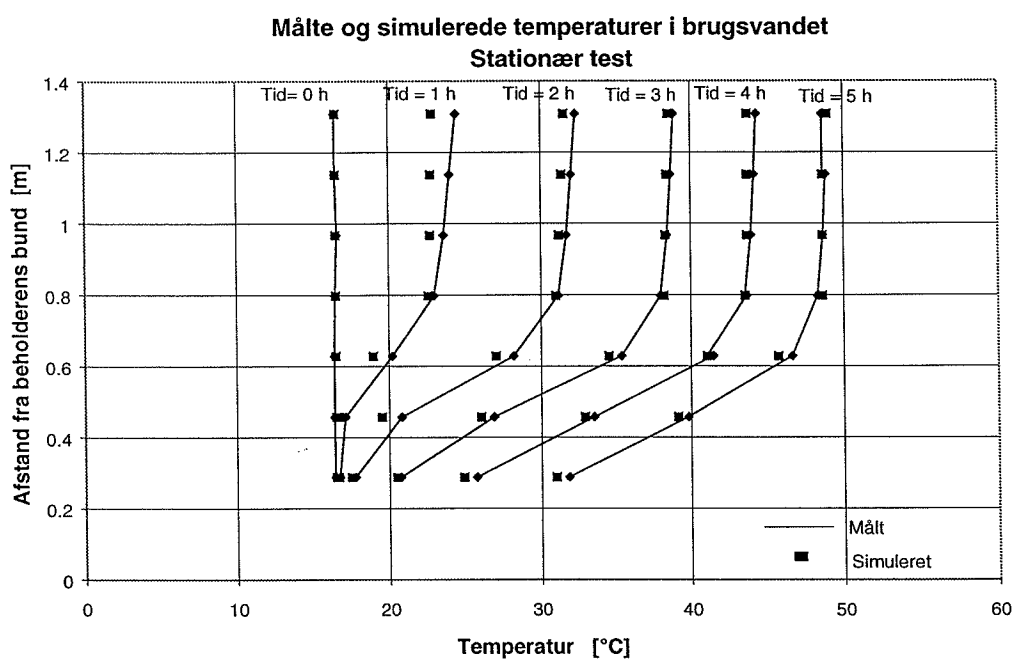
Figur 3-2: Prøvningsforholdene ved målingerne og i simuleringen. Prøvningsforholdene virker som input/randbetingelser i modellen.

I Figur 3-3 sammenlignes den målte og den simulerede returtemperatur fra kappen ved de første fem timer af den stationære test. Det ses, at der er god overensstemmelse mellem de to størrelser. Den maksimale forskel mellem den målte og den simulerede returtemperatur er ca. 2 K.

Figur 3-4 viser de målte og simulerede temperaturer inde i brugsvandet ved de første fem timer af den stationære test. Også her er der god overensstemmelse.



Figur 3-3: Målt og beregnet returtemperatur fra kappen.



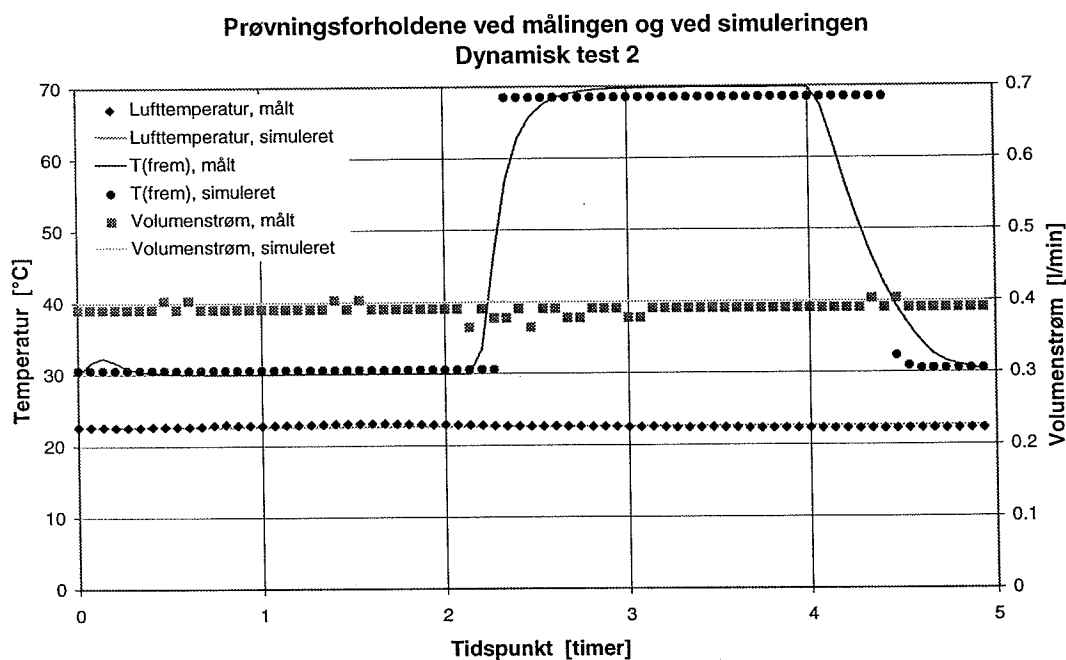
Figur 3-4: Målte og simulerede temperaturer i brugsvandet under den stationære test.

3.2.2. Validering med dynamisk test 2

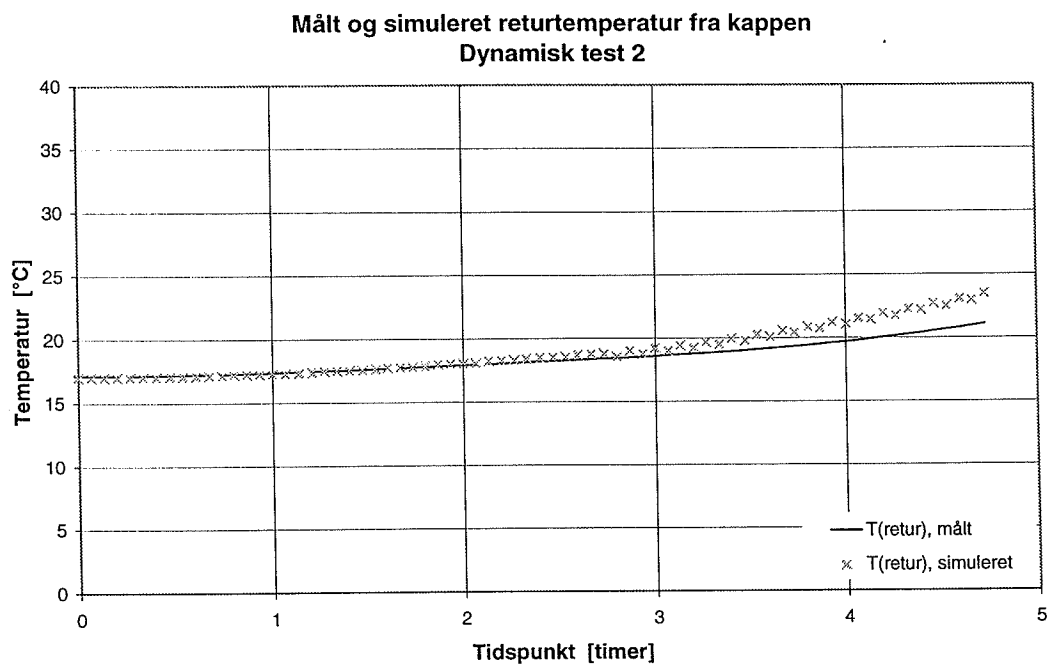
Modellen er også valideret med målingerne fra den dynamiske test 2. Målingerne er ikke fra det forsøg der er gennemgået i afsnit 2.4.2 men fra et tilsvarende forsøg. Figur 3-5 viser prøvningsforholdene ved målingen og simuleringen. Der er små variationer mellem hhv. lufttemperatur og volumenstrøm ved målingen og simuleringen. Variationerne er så små, at de ikke tillægges nogen væsentlig betydning for resultatet. Der er lidt større forskel mellem den målte fremløbstemperatur og den i simuleringen anvendte fremløbstemperatur, men denne forskel antages heller ikke at få stor indflydelse på valideringen.

I Figur 3-6 sammenlignes den målte og den simulerede returtemperatur fra kappen ved testens første fem timer. Det ses, at der er god overensstemmelse mellem de to størrelser. Den maksimale forskel mellem den målte og den simulerede returtemperatur er ca. 2 K.

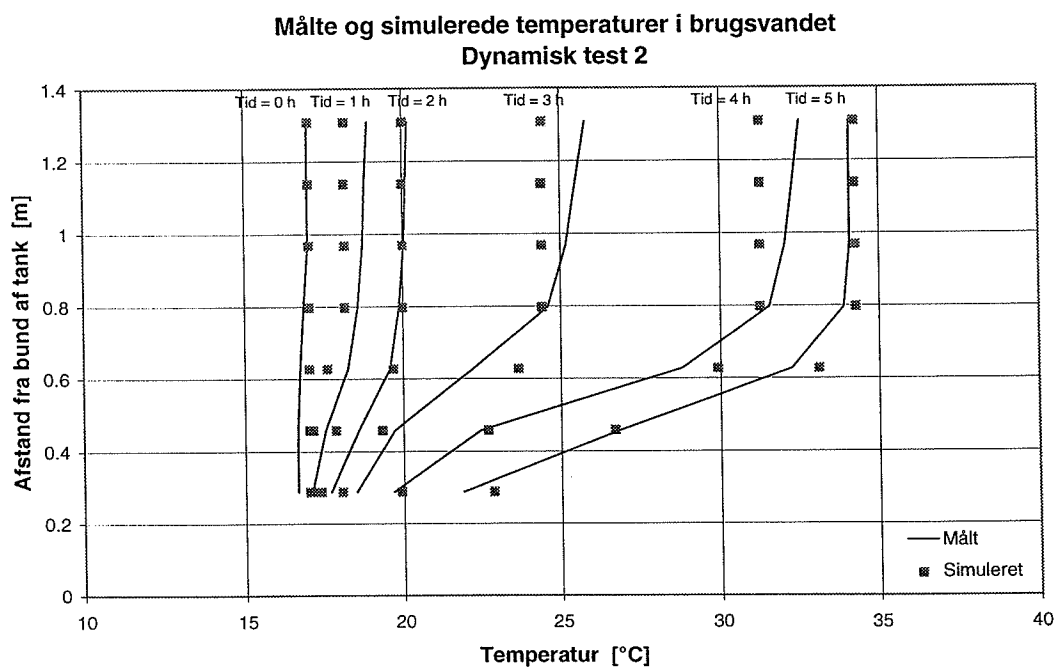
Figur 3-7 viser de målte og simulerede temperaturer inde i brugsvandet ved de første fem timer af testen. Også her er der god overensstemmelse.



Figur 3-5: Prøvningsforholdene ved målingerne og i simuleringen. Prøvningsforholdene virker som input/randbetingelser i modellen.



Figur 3-6: Målt og beregnet returtemperatur fra kappen.



Figur 3-7: Målte og simulerede temperaturer i brugsvandet under den stationære test.

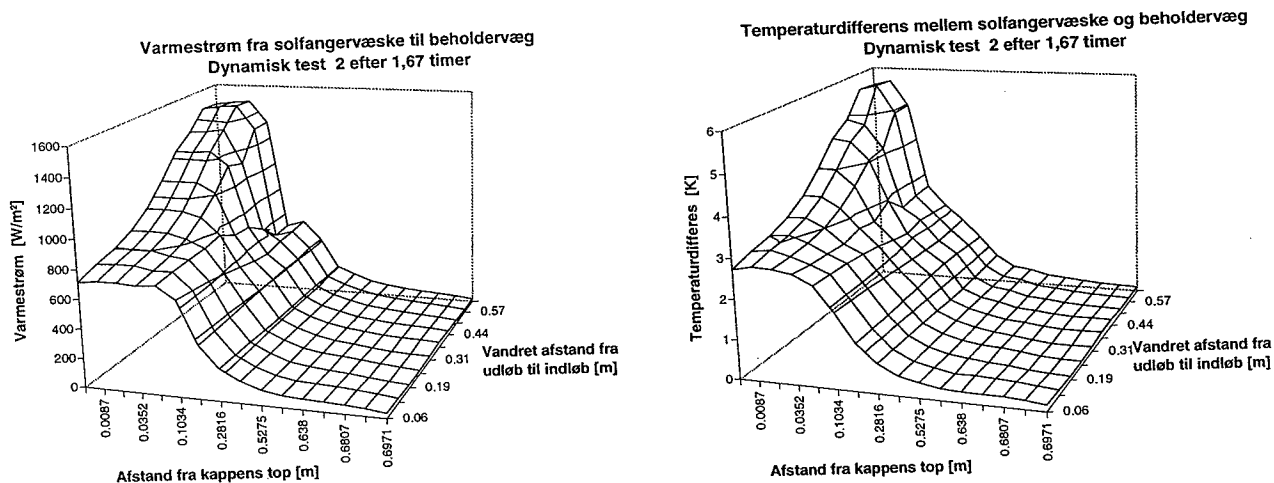
3.3. Eksempler på varmetransport fra solfangervæske til varmtvandsbeholder

CFD-beregningerne kan bruges til at give et større og mere detaljeret indblik i, hvorledes varmetransporten fra f.eks. solfangervæsken til varmtvandsbeholderen foregår. Herved kan forklaringerne til måleresultaterne fra afsnit 2.4 bekræftes eller afkræftes.

Figur 3-8 - Figur 3-10 viser varmestrømmen fra solfangervæsken til beholdervæggen og temperaturdifferensen mellem solfangervæske og beholdervæggen ved dynamisk test 2. Areal fladen i figurene svarer til kappens varmeoverførende areal afgrænset af kappehøjden langs den ene akse og kappeomkredsen langs den anden akse. Her henledes opmærksomheden på, at kun 'en halv' kappebeholder er simuleret, idet symmetri er antaget omkring planet med indløb til kappen og returløb fra kappen. Dvs. at areal fladen i figurene svarer til halvdelen af kappebeholderens varmeoverførende areal.

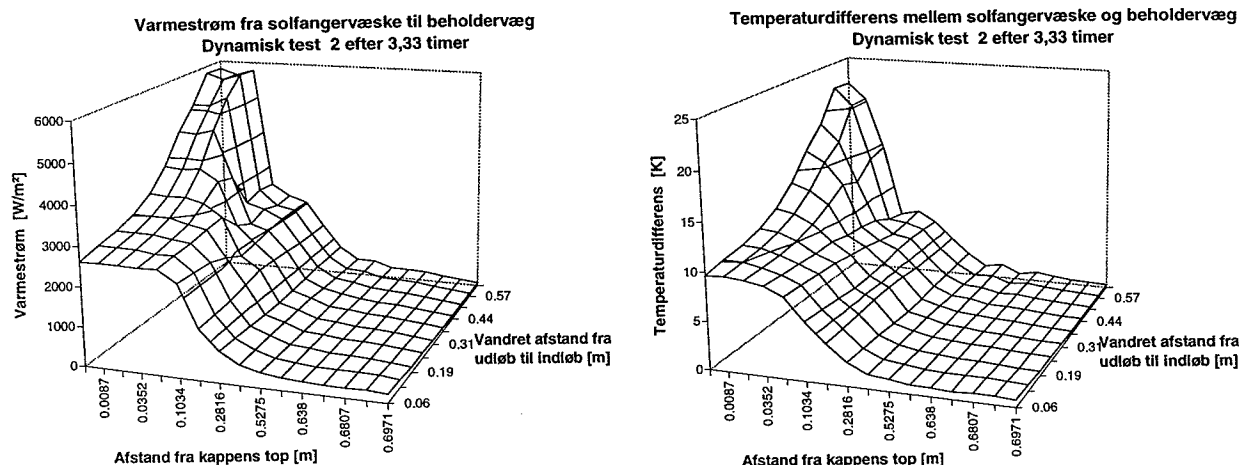
Figur 3-8 viser varmestrømmen fra solfangervæsken til beholdervæggen og temperaturdifferensen mellem solfangervæske⁵ og beholdervæggen efter 1,67 timer i test 2. Det ses, at den største varmestrøm og temperaturdifferens er øverst i kappen. Det stemmer fint overens med måleresultaterne, som netop viser, at de øverste lag i beholderen bliver opvarmet først. Varmestrømmen og temperaturdifferensen aftager hurtigt ned langs med kappen. Desuden ses det, at varmestrømmen og temperaturdifferensen, i toppen af kappen, er størst ved indløbet og mindst på den modsatte side af indløbet. Det viser blot, hvordan solfangervæsken afgiver varmen til brugsvandet, mens væsken breder sig ud i kappen.

Figur 3-9 viser varmestrømmen fra solfangervæsken til beholdervæggen og temperaturdifferensen mellem solfangervæske og beholdervæggen efter 3,33 timer i test 2, hvor fremløbstemperaturen nu er 70°C. Forløbet er det samme som i Figur 3-8, men energiniveauet er selvfølgelig meget højere.



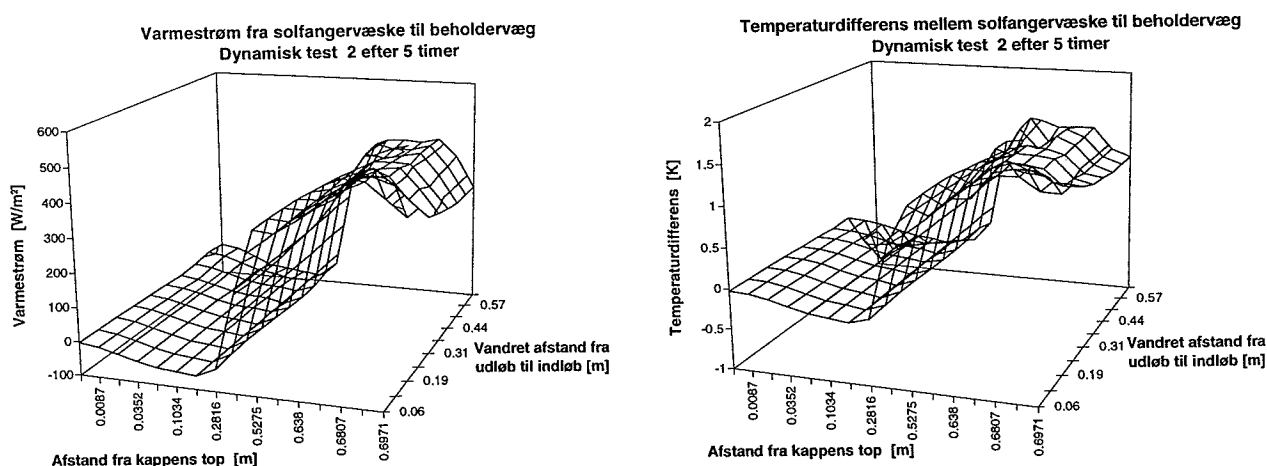
Figur 3-8: Varmestrøm og temperaturdifferens mellem solfangervæske og beholdervæg efter 1,67 timer i dynamisk test 2. Fremløbstemperaturen er på dette tidspunkt 30°C.

⁵ Beregning af solfangervæskens middeltemperatur i kappens omkreds ($T(x,z)$) vises på side 56.



Figur 3-9: Varmestrøm og temperaturdifferens mellem solfangervæske og beholdervæg efter 3,33 timer i dynamisk test 2. Fremløbstemperaturen er på dette tidspunkt 70°C .

Endelig viser Figur 3-10 varmemstrømmen fra solfangervæskken til beholdervæggen og temperaturdifferensen mellem solfangervæske og beholdervæggen efter 5 timer i test 2, hvor fremløbstemperaturen igen er 30°C . Dvs. at situationen nu er den, at brugsvandet i beholderens øverste del er varmere end den indkommende solfangervæske. Figuren viser, at varmetransporten nu foregår i kappens nederste del. Det stemmer fint overens med måleresultaterne, som netop viser, at de nederste lag i beholderen bliver opvarmet nu. I kappens øverste del er varmetransporten negativ. Dvs. at der trækkes en lille smule energi ned i beholderen. Den koldere solfangervæske falder altså ned i det 'rigtige' niveau i kappen, men den opblandes alligevel lidt med den varmere solfangervæske i toppen af kappen. Relativt set overføres der dog meget mere energi til brugsvandet ud for bunden af kappen, end der trækkes ud af brugsvandet ud for den øvre del af kappen.



Figur 3-10: Varmestrøm og temperaturdifferens mellem solfangervæske og beholdervæg efter 5 timer i dynamisk test 2. Fremløbstemperaturen er på dette tidspunkt 30°C .

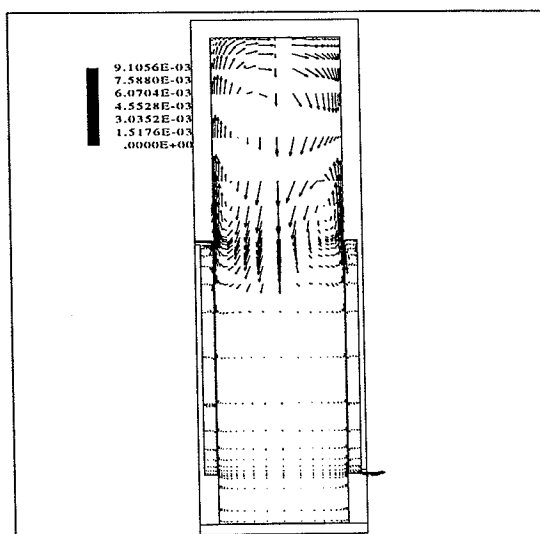
Figur 3-11 - Figur 3-13 viser et lodret snit gennem kappebeholderen i det plan, hvor indløb og udløb er placeret. Indløbet er øverst i kappen i figurenes venstre side, og udløbet er nederst i kappen i figurenes højre side. Enheden for skalaerne i figurene er [m/s].

Pilene i de tre figurer viser strømmingerne inde i kappen og i varmtvandsstanken efter hhv. 1,67 timer, 3,33 timer og 5 timer i dynamisk test 2. Dvs. at strømningsbillederne er fra samme tidspunkt som figurene med hhv. varmemstrømme og temperatur-differenser mellem solfangervæsken og varmtvandsbeholderen.

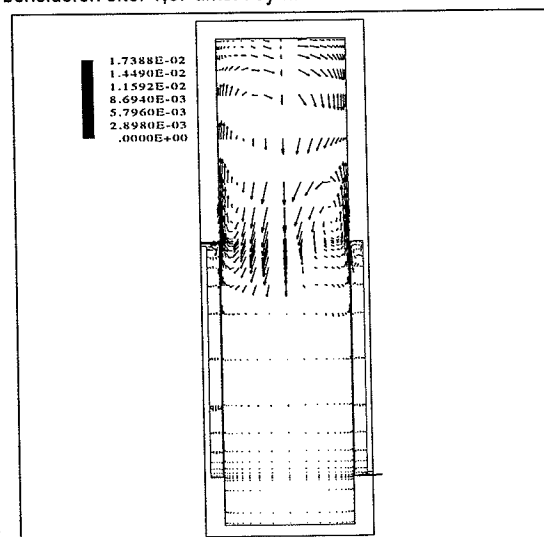
I Figur 3-11 er fremløbstemperaturen 30°C, hvilket er højere end temperaturen i toppen af varmtvandsbeholderen. Dvs. at brugsvandet ud for toppen af kappen opvarmes, hvorefter det, pga. forskelle i massefylde, bevæger sig op langs beholderens sider. Hastighederne kommer op på ca. 0,0091 m/s, og hastighederne er størst i indløbssiden. Det skyldes naturligvis, at temperaturniveauet i toppen af kappen ved indløbet er højere end temperaturniveauet i toppen af kappen modsat indløbet. I brugsvandets nedre del er der kun meget små strømnin-ger, fordi energien er 'afleveret' højere oppe i brugsvandet.

I Figur 3-12 er fremløbstemperaturen 70°C. Forløbet i figuren er meget identisk med Figur 3-11. Dog er de maksimale hastigheder nu ca. 0,017 m/s, altså meget større end før. Det skyldes, at fremløbstemperaturen er væsentlig højere, hvorfor den afsatte effekt bliver meget større, hvilket endeligt medfører, at opdriften i brugsvandet bliver større.

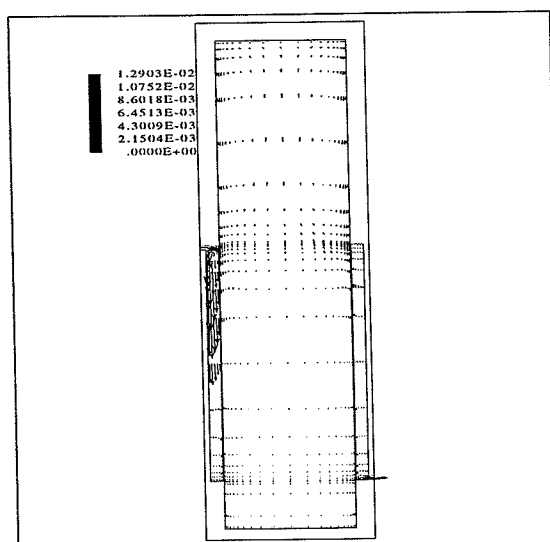
I Figur 3-13 er fremløbstemperaturen nu igen 30°C, hvilket er lavere end temperaturen i brugsvandets øverste del. Det ses nu, at den indkommende solfangervæske, falder hurtigt ned i et niveau i kappen svarende til ca. 0,5 m fra beholderens bund. Figur 3-7 viser, at brugsvandstemperaturen i det niveau er ca. 27 °C, og Figur 3-10 viser, at det netop er fra dette niveau, at der bliver overført energi fra solfangervæsken til varmtvandsbeholderen. Der er således god sammenhæng mellem strømningsbilledet og de termiske forhold i kappebeholderen.



Figur 3-11: Strømnin-gerne i kappen og i varmtvands-beholderen efter 1,67 timer i dynamisk test 2.



Figur 3-12: Strømnin-gerne i kappen og i varmtvands-beholderen efter 3,33 timer i dynamisk test 2.



Figur 3-13: Strømnin-gerne i kappen og i varmtvands-beholderen efter 5 timer i dynamisk test 2.

3.4. Parametervariationer

Der er udført et antal parametervariationer, som skal afklare, hvorledes hhv. beholderens højde/diameter forhold, beholderens kappebredde og volumenstrømmen i kappen har indflydelse på den konvektive varmeovergang fra solfangervæsken til beholdervæggen.

Til parametervariationerne er der taget udgangspunkt i forløbet med dynamisk test 2. Standard betingelserne for simuleringerne fremgår af Tabel 3-1:

Forudsætninger for simuleringerne	
Brugsvandsvolumen	170 liter
Tankmateriale	Stål: $\lambda=60 \text{ W/mK}$, $\rho=7820 \text{ kg/m}^3$, $c_p=460 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ Tykkelse: 0,003 m
Isolering	Mineraluld: $\lambda=0,045 \text{ W/mK}$, $\rho=15 \text{ kg/m}^3$, $c_p=800 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ Tykkelse: Top: 0,05 m. Sider: 0,05 m Bund: 0,03 m
Solfangervæske	Vand. Materialeleværdierne er direkte indlagt, i CFD-programmet, som funktion af temperaturen.
Lufttemperatur	25°C
Udvendig overgangsisolans	0,13 m ² K/W

Tabel 3-1: Standardbetingelser ved simuleringerne.

Som nævnt, tages der udgangspunkt i dynamisk test 2. Fremløbstemperaturer til kappen, samt varigheden for de tre perioder fremgår af Tabel 3-2:

Dynamisk test 2	
Lav fremløbstemperatur til kappen	T=30°C. De første 7200 s (2 timer) i simuleringen.
Høj fremløbstemperatur til kappen	T=68°C. De næste 7800 (2,16 timer) i simuleringen.
Lav fremløbstemperatur til kappen	T=30°C. De sidste 6000 s (1,67 timer) i simuleringen.

Tabel 3-2: Fremløbstemperaturer ved simuleringerne.

De resultater, der anvendes ved parameteranalysen, udtages fra simuleringen på tre tidspunkter: Efter 6000 s (1,67 timer) hvor fremløbstemperaturen er 30°C, efter 15000 s (4,16 timer) hvor fremløbstemperaturen er 68°C og efter 21000 s (5,83 timer) hvor fremløbstemperaturen igen er 30°C. Derved udtages resultater fra tre meget typiske driftssituationer.

Modellernes udformning ved de enkelte parametervariationer fremgår af Tabel 3-3. Ved modellernes udformning er der lagt vægt på, at hhv. solvolumenet og det supplerende volumen har samme størrelse. Derudover er der lagt vægt på, at kun én parameter er varieret ad gangen. Derved kan den enkelte parameters indflydelse på beholderens termiske egenskaber direkte analyseres. Af Tabel 3-3 fremgår det dog, at ved højde/diameter variationerne, er der flere parametre der er ændret. Det er nødvendigt, hvis det samlede volumen, solvolumenet og det supplerende volumen skal holdes konstant.

Model	Standard	Smal kappe	Bred kappe	Lav massestrøm	Høj massestrøm	Lille H/D-forhold	Stort H/D-forhold
Brugsvandsvolumen [m ³]	0,170	0,170	0,170	0,170	0,170	0,170	0,170
Indvendig beholderhøjde [m]	1,449	1,449	1,449	1,449	1,449	0,644	2,174
Indvendig beholderdiameter [m]	0,386	0,386	0,386	0,386	0,386	0,579	0,315
Indvendig kappehøjde [m]	0,700	0,700	0,700	0,700	0,700	0,311	1,050
Varmeoverførende areal [m ²]	0,862	0,862	0,862	0,862	0,862	0,572	1,059
Supplerende volumen [m ³]	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071
Sol volumen [m ³]	0,099	0,099	0,099	0,099	0,099	0,099	0,099
Kappebredde [m]	0,037	0,018	0,053	0,037	0,037	0,037	0,037
Massestrøm [kg/min]	0,4	0,4	0,4	0,2	0,8	0,4	0,4

Tabel 3-3: Oversigt over de forskellige modeller der er anvendt ved parametervariationerne. De grå felter angiver hhv. standard modellen samt de værdier der er varieret i forhold til standard modellen.

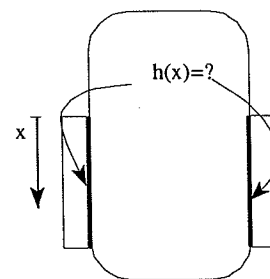
3.4.1. Analyse metode

Der er utrolig mange uddata fra en enkelt CFD-simulering. For hvert kontrolvolumen angives temperatur, enthalpi, tre hastighedskomponenter, viskositet, turbulens osv. Endvidere gives bl.a. forskydningskræfter og varmestrømme ved overfladerne. For at styre denne mængde af informationer er det vigtigt, at holde helt klart for øje, hvilke momenter der ønskes undersøgt, samt hvilken analyse metode der ønskes anvendt.

Ved denne resultatbehandling ønskes den konvektive varmeoverføring fra solfangervæske til varmtvandsbeholderen klarlagt. For at generalisere resultatbehandling, analyseres simuleringsresultaterne ved hjælp af den dimensionsløse varmetransport teori. Analyse metoden vil kort blive gennemgået i det følgende.

Det, som ønskes bestemt, er den konvektive varmeoverføringskoefficient, h , fra solfangervæsken til beholdervæggen i en vilkårlig højde i kappen, jf. Figur 3-14.

Den konvektive varmeoverføringskoefficient kan bestemmes ud fra nedenstående ligning:



Figur 3-14: Den konvektive varmeoverføringskoefficient fra solfangervæske til beholdervæg ønskes bestemt.

$$h = \frac{q}{T_{\text{solfangervæske}} - T_{\text{beholdervæg}}}$$

hvor

x	er afstanden fra toppen af kappen	[m]
h	er den konvektive varmeoverføringskoefficient	[W/m²K]
q	er varmemstrømmen fra solfangervæsken til beholdervæggen	[W/m²]
T	er temperaturen (af hhv. solfangervæske og beholdervæg)	[K]

Af ovenstående formel fremgår det, at den konvektive overgangskoefficient analyseres som funktion af x-retningen, dvs. som funktion af afstanden fra toppen af kappen. Det betyder, at der ses bort fra de forskelle der er i den tangentielle retning.

Værdier for q og T kan bestemmes fra CFD-simuleringens resultater: Kappen er jo modelleret ved et antal kontrolvolumener, jf. Figur 3-1 og Figur 3-15, hvor disse størrelser beregnes. Varmestrømmen fra solfangervæske til beholdervæggen, q , angives direkte i CFD-resultaterne for hver af de kontrolvolumeners overflader, der vender mod solfangervæsken. Den gennemsnitlige varmemstrøm for hvert lag i x-aksens retning udregnes på følgende måde:

$$q_x = q = \frac{\sum_{z=1}^n [q(x, z) \cdot A(x, z)]}{\sum_{z=1}^n A(x, z)}$$

hvor

n	er antallet af kontrolvolumener i den tangentielle retning	[-]
q_x	er middelvarmemstrømmen i et bestemt niveau i x-retningen	[W/m²]
$q(x, z)$	er varmemstrømmen ved de enkelte kontrolvolumeners overflader i det aktuelle niveau i x-retningen	[W/m²]
$A(x, z)$	er de enkelte kontrolvolumeners areal i det aktuelle lag i x-retningen	[m²]

På tilsvarende måde beregnes væggens middeltemperatur, $T_{\text{beholdervæg}}$, for hvert lag i x-aksens retning:

$$T_{\text{beholdervæg}} = \frac{\sum_{z=1}^n [T(x, z) \cdot A(x, z)]}{\sum_{z=1}^n A(x, z)}$$

Solfangervæskens temperatur bestemmes som en middelværdi af temperaturerne i de kontrolvolumener som udgør solfangervæsken. Dvs. at for hvert lag i x-aksens retning udregnes en middeltemperatur for solfangervæsken, og denne temperatur er midlet i både den radiære - og den tangentielle retning:

Radiær retning:

$$T(x,z) = \frac{\sum_{y=1}^m [T(x,y,z) \cdot V(x,y,z)]}{\sum_{y=1}^m V(x,y,z)}$$

hvor

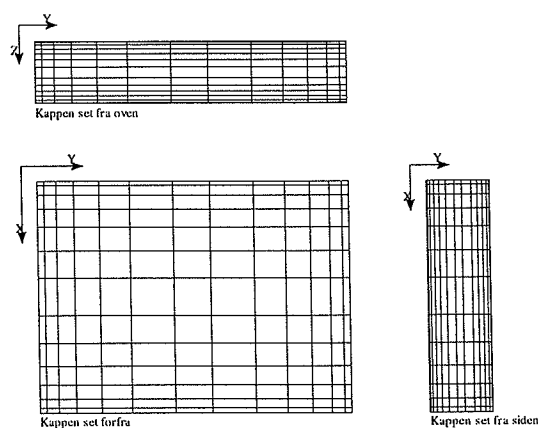
m	er antallet af kontrolvolumener i den radiære retning	[-]
T(x,z)	er middeltemperaturen ved de enkelte tangentielle positioner i det aktuelle niveau i x-retningen	[K]
V(x,y,z)	er kontrolvolumenernes volumen ved de enkelte tangentielle og radiære positioner i det aktuelle lag i x-retningen	[m ³]

Tangentiel retning:

$$T(x) = T_{\text{solfangervæske}} = \frac{\sum_{z=1}^n [T(x,z) \cdot V(x,z)]}{\sum_{z=1}^n V(x,z)}$$

hvor

n	er antallet af kontrolvolumener i den tangentielle retning	[-]
T _{solfangervæske}	er middeltemperaturen i et bestemt niveau i x-retningen	[K]
T(x,z)	er middeltemperaturen ved de enkelte tangentielle positioner i det aktuelle niveau i x-retningen, bestemt ovenfor	[K]
V(x,z)	er summen af kontrolvolumenernes volumen ved de enkelte tangentielle positioner i det aktuelle lag i x-retningen	[m ³]



Figur 3-15: Principskitse af kappens opbygning. I figuren er kappen 'foldet ud' så den er plan. I modellen følger kappen naturligvis en cylinderform.

For at udvide anvendelsen af analysens resultater, indføres nu den dimensionsløse varmetransportteori. Den konvektive varmeoverføringskoefficient, h_x , omskrives til det dimensionsløse Nusselt tal, Nu_x :

$$Nu_x = \frac{h_x \cdot x}{\lambda_x}$$

hvor

x	er afstanden fra toppen af kappen	[m]
h	er den konvektive varmeoverføringskoefficient	[W/m ² K]
λ	er varmeledningsevnen for solfangervæskens	[W/mK]

Tilsvarende omskrives varmestrømmens drivende kraft, $T_{\text{solfangervæske},x} - T_{\text{beholdervæg},x}$, til det dimensionsløse Rayleighs tal, Ra_x :

$$Ra_x = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\text{solfangervæske},x} - T_{\text{beholdervæg},x}) \cdot x^3}{\nu^2} \cdot Pr_x$$

hvor

x	er afstanden fra toppen af kappen	[m]
g	er tyngdeaccelerationen	[m/s ²]
β	er solfangervæskens termiske rumudvidelseskoefficient	[1/K]
ν	er solfangervæskens viskositet	[m ² /s]
T	er solfangervæskens Prandtl tal	[-]

Ved disse omskrivninger er det således muligt, for en given beholder og med en given solfangervæske, at bestemme Nusselt tallet som funktion af Rayleigh tallet:

$$Nu_x = f(Ra_x, \dots)$$

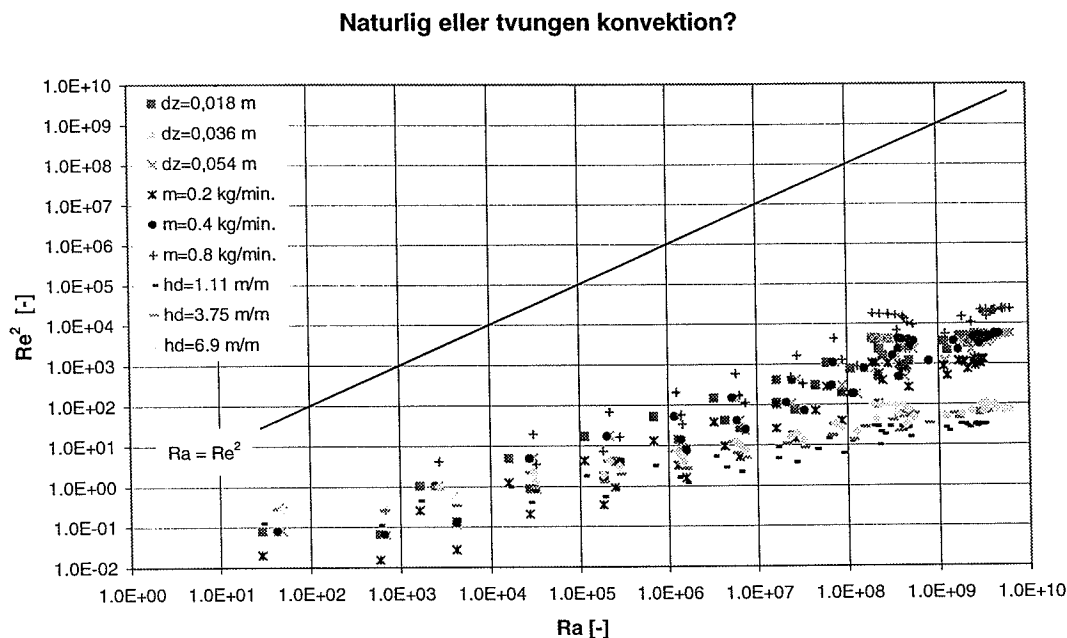
Ovenstående teori er dog kun brugbar, hvis det er den naturlige konvektion, og ikke den tvungne konvektion der er styrende for varmestrømmene i kappen. Dette forhold er gældende hvis Rayleigh tallet er meget større end Reynolds tallet kvadreret, Re_x^2 , dvs. $Ra_x \gg Re_x^2$, hvor Reynolds tallet er givet ved:

$$Re_x = \frac{u \cdot x}{\nu}$$

hvor

x	er afstanden fra toppen af kappen	[m]
ν	er solfangervæskens viskositet	[m ² /s]
u	er solfangervæskens hastighed	[m/s]

Figur 3-16 viser, at Rayleigh tallet er meget større end Reynolds tallet. Dvs. at det er den naturlige konvektion, der er dominerende, og at den valgte analysemetode er brugbar.



Figur 3-16: For alle parametervariationerne er Reynolds tal meget mindre end Rayleighs tal. Derfor er det den naturlige konvektion, der er dominerende.

3.4.2. Kappebredde

Figur 3-17 viser kappebreddens indflydelse på den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg. Grafens x-akse er Rayleighs tal divideret med X , hvor X er en geometrisk størrelse beskrevet ved:

$$X = \frac{\text{Annuliens hydrauliske diameter}}{\text{Indvendig afstand fra toppen af kappen}} = \frac{2 \cdot \frac{r_u^2 - r_i^2}{r_u + r_i}}{x} \quad [-]$$

hvor

x	er afstanden fra toppen af kappen (indvendigt)	[m]
r_i	er kappens indvendige diameter, jf. Figur 3-18	[m]
r_u	er kappens udvendige diameter, jf. Figur 3-18	[m]

Punkterne i figuren angiver de beregnede værdier for de tre kappebredder, og linjerne i figuren angiver de tilsvarende tilnærmede korrelationer. De tilnærmede korrelationer er bestemt ved mindste kvadraters metode, og de tilnærmede korrelationer er alle af formen $Nu=c \cdot (Ra/X)^b$, hvor c og b er konstanter.

Størrelsen R^2 kaldes den R-kvadrerede værdi. Værdien viser hvor godt korrelationerne afspejler de beregnede værdier. R^2 beregnes på følgende måde:

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST}$$

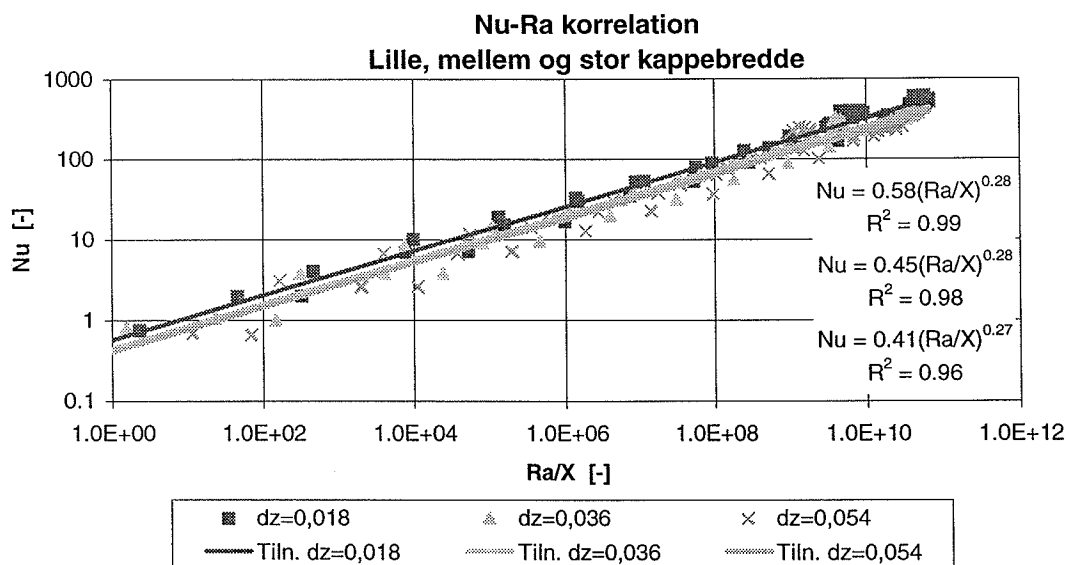
$$SSE = \sum (Y_i - \hat{Y}_i)^2$$

$$SST = \sum Y_i^2 - \frac{(\sum Y_i)^2}{n}$$

hvor,

Y_i er de beregnede værdier
 $\hat{Y}_i$ er de tilnærmede værdier
 n er antallet af værdier

En stor R-kvadreret værdi (tæt på 1) betyder således, at den tilnærmede korrelation er præcis, mens en lille R-kvadreret værdi (tæt på 0) betyder, at den tilnærmede korrelation er upræcis. I figuren ses det, at den R-kvadrerede værdi, i alle tre tilfælde, er tæt på 1.



Figur 3-17: Kappebreddens indflydelse på den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg. dz angiver kappebredden i [m], og de tilnærmede udtryk er afbildet med fuldt optrukne linjer.

Figur 3-17 viser kappebreddens indflydelse på den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg. Det ses, at den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg er størst for den lille kappebredde og mindst for den store kappebredde. Det stemmer overens med, at hastighederne og dermed turbulensen bliver større med en smal kappe end med en bred kappe.

For de tre kappebredder er følgende udtryk, til beregning af den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg, fundet:

Kappebredde [m]	Korrelation til bestemmelse af den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg
0,018	$Nu = 0,58 \cdot (Ra/X)^{0,28}$
0,036	$Nu = 0,45 \cdot (Ra/X)^{0,28}$
0,054	$Nu = 0,41 \cdot (Ra/X)^{0,28}$

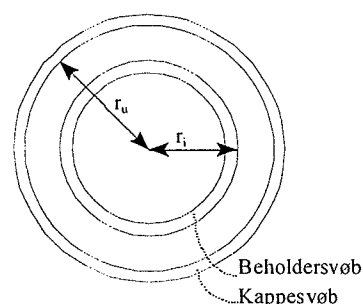
Tabel 3-4: Korrelationer til bestemmelse af den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg.

Det vil være fordelagtigt, hvis de tre udtryk kan samles til ét udtryk, hvor også kappebredden indgår i udtrykket. Kappebreddens indflydelse på Nu-Ra korrelationerne er afbildet i Figur 3-19.

For at beholde de dimensionsløse udtryk, er x-aksen i figuren ikke kappebredden, med en tilsvarende dimensionsløs kappebredde givet ved:

$$\text{Dimensionsløs kappebredde} = \frac{r_u - r_i}{r_i}, \text{ hvor } r_i \text{ og } r_u \text{ er kappens indvendige og udvendige radiuser, jf. Figur 3-18}$$

pens indvendige og udvendige radiuser, jf. Figur 3-18



Figur 3-18: Definition af kappens indvendige og udvendige radiuser.

Målet er således at opstille et udtryk af formen:

$$Nu = C1 \cdot (Ra / X)^{0,28} \cdot Y^{C2}$$

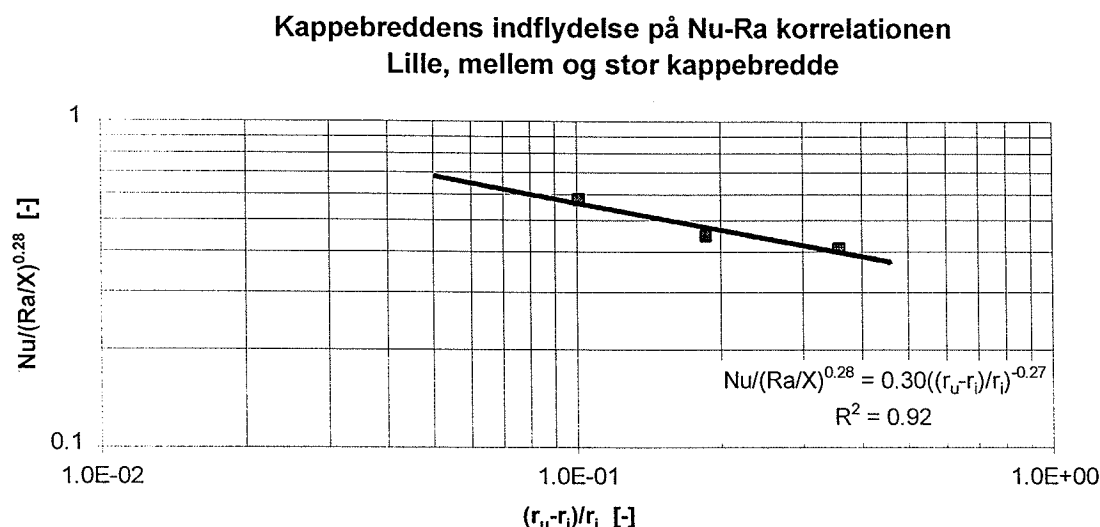
hvor

$$Y = \left(\frac{r_u - r_i}{r_i} \right)$$

Konstanterne C1 og C2 kan findes ved at optegne $Nu/(Ra/X)^{0,28}$ som funktion af Y, jf. Figur 3-19. Konstanterne bliver dermed: $C1 = f(Y=1)$, og C2 er lig med hældningen på kurven. Af figuren fremgår det, at $C1=0,3$ og $C2=-0,27$. Dermed kan den samlede korrelation skrives som:

$$Nu = 0,3 \cdot (Ra / X)^{0,28} \cdot Y^{-0,27}$$

Denne formel er kun gældende når: $Ra_x \gg Re_x$, $Ra/X \ll 10^{11}$ og når solfangervæsken er vand.



Figur 3-19: Kappebreddens indflydelse på Ra-Nu korrelationerne.

3.4.3. Brugsvandsbeholderens højde/diameter forhold

Figur 3-20 viser højde/diameter forholdets indflydelse på den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg. Det ses, at den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg stort set er uafhængig af beholderens højde/diameter forhold.

For de tre højde/diameter forhold er følgende udtryk, til beregning af den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg, fundet:

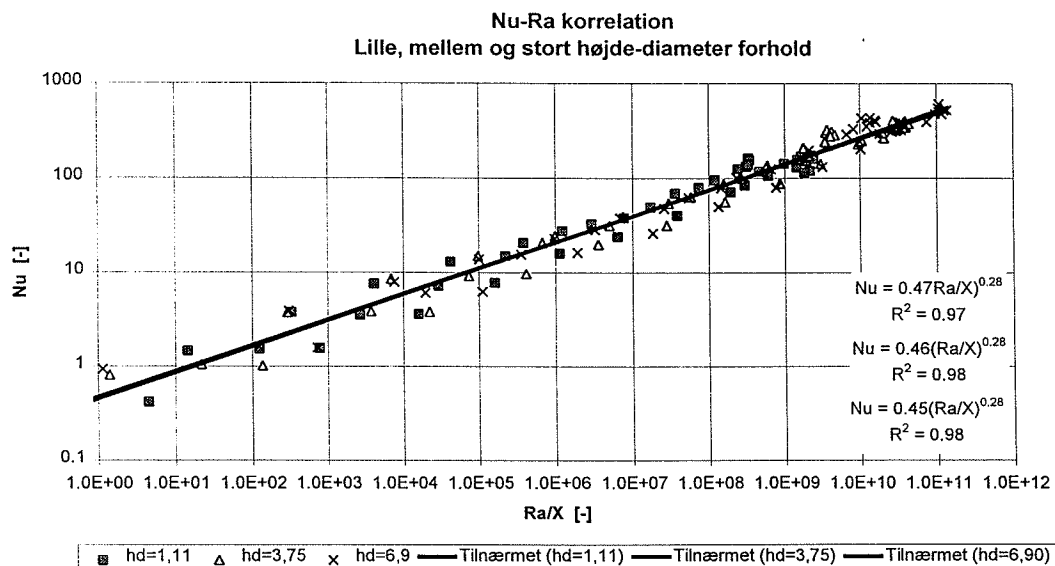
Højde/diameter [-]	Korrelation til bestemmelse af den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg
1,11	$Nu = 0,45(Ra/X)^{0,28}$
3,75	$Nu = 0,46 \cdot (Ra/X)^{0,28}$
6,90	$Nu = 0,47(Ra/X)^{0,28}$
Gennemsnitligt	$Nu = 0,46 \cdot (Ra/X)^{0,28}$

Tabel 3-5: Korrelationer til bestemmelse af den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg.

Da højde/diameter forholdet tydeligvis ikke har den store indflydelse på den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg, kan varmeovergangen, også i disse tilfælde, udtrykkes på følgende måde:

$$Nu = 0,3 \cdot (Ra / X)^{0,28} \cdot Y^{-0,27}$$

Denne formel er kun gældende når: $Ra_x \gg Re_x$, $Ra/X \ll 10^{11}$ og når solfangervæsken er vand.



Figur 3-20: Højde/diameter forholdets indflydelse på den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg.

3.4.4. Massestrøm

Figur 3-21 viser massestrømmens indflydelse på den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg. Det ses, at den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske stort set er uafhængig af massestrømmen i kappen. Dette resultat er kun gældende, fordi de massestrømme, der er simuleret, er så små, at det stadigvæk er den naturlige konvektion der er dominerende, jvf. fig. 3-16.

For de tre massestrømme er følgende udtryk, til beregning af den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg, fundet:

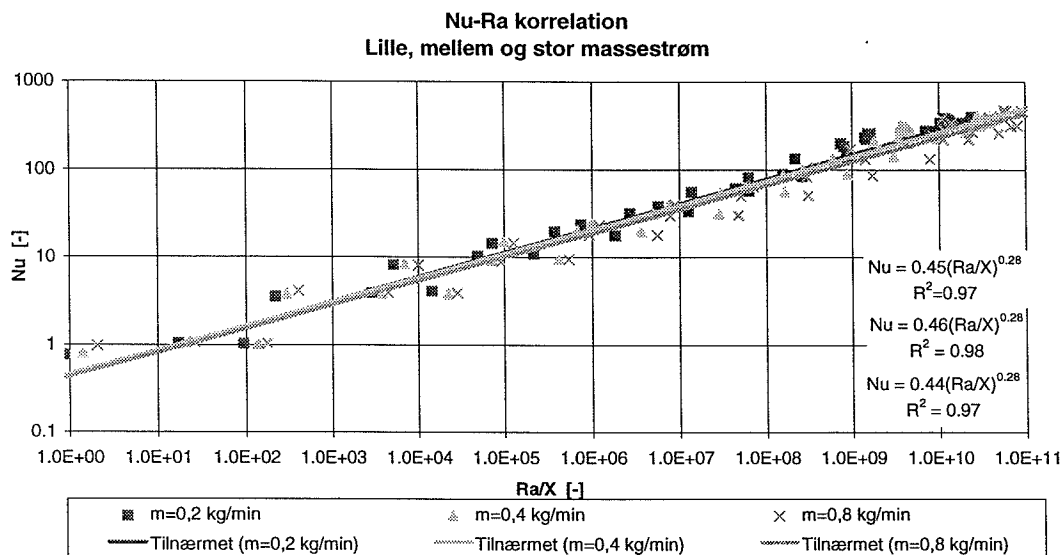
Massestrøm [kg/min]	Korrelation til bestemmelse af den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg
0,2	$Nu = 0,47(Ra/X)^{0.28}$
0,4	$Nu = 0,46 \cdot (Ra/X)^{0.28}$
0,8	$Nu = 0,45(Ra/X)^{0.28}$
Gennemsnitligt	$Nu = 0,46 \cdot (Ra/X)^{0.28}$

Tabel 3-6: Korrelationer til bestemmelse af den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg.

Da massestrømmen tydeligvis ikke har den store indflydelse på den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg, kan varmeovergangen, også i disse tilfælde, udtrykkes på følgende måde:

$$Nu = 0,3 \cdot (Ra/X)^{0.28} \cdot Y^{-0.27}$$

Denne formel er kun gældende når: $Ra_x \gg Re_x$, $Ra/X \ll 10^{11}$ og når solfangervæsken er vand.



Figur 3-21: Massestrømmens indflydelse på den konvektive varmeovergang mellem solfangervæske og beholdervæg.

3.5. Sammenfatning

De strømningsmæssige og termiske forhold både for brugsvandet i beholderen og for solfangervæsken i kappen igennem afprøvningerne er taget i beregning ved hjælp af detaljerede CFD-modeller for de afprøvede kappebeholdere. Beregningerne blev valideret mod målingerne, og resultaterne viste, at CFD-modellerne beregner temperaturforholdene i kappebeholderne korrekt.

Det er meget nyt, at CFD-beregningsprogrammer anvendes indenfor varmelager forsknings- og udviklingsarbejdet. Alligevel har dette nye redskab vist sig at være særdeles anvendeligt. For det første åbner det mulighed for, at udføre detaljerede analyser, som det ikke er muligt at udføre eksperimentelt. Dernæst er det muligt at underbygge de teorier, som er opstillet på basis af eksperimentelle iagttagelser.

I disse undersøgelser er CFD-beregningerne netop benyttet til at give et større og mere detaljeret indblik i, hvorledes varmetransporten fra f.eks. solfangervæsken til varmtvandsbeholderen foregår. Her ved er det blevet dokumenteret, at det er den naturlige konvektion i kappen, der er dominerende. Dvs. at forklaringerne til måleresultaterne fra afsnit 2.4 er blevet bekræftet.

Desuden er der udført et antal detaljerede parameteranalyser, som det ikke er muligt at udføre eksperimentelt. De analyser, der er tale om, afklarer, hvorledes hhv. beholderens højde/diameter forhold, beholderens kappebredde og volumenstrømmen i kappen har indflydelse på den konvektive varmeovergang fra solfangervæsken til beholdervæggen.

- Resultaterne viste, at brugsvandsbeholderens højde/diameter forhold ikke har nogen indflydelse på den konvektive varmeovergang fra solfangervæske til beholdervæg.
- Desuden viste undersøgelserne, at under typiske driftssituationer er det den naturlige konvektion i kappen, der er dominerende.

- Endelig viste undersøgelserne, at kappebredden har en direkte indflydelse på den konvektive varmeovergang fra solfangervæsken til beholdervæggen.

Undersøgelserne muliggjorde at opstille korrelationer til beskrivelse af den konvektive varmetransport mellem solfangervæsken og beholdervæggen.

Ovenstående undersøgelser er blot indledningen af et større teoretisk arbejde. Der er mange flere parametre der bør undersøges:

- Varmeovergangen fra solfangervæske til beholdervæg skal også undersøges, når solfangeren ikke er i drift.
- Varmeovergangen fra solfangervæske til beholdervæg skal også undersøges for forskellige solfangervæsker.
- Varmeovergangen fra solfangervæske til kappesvøb skal også undersøges.
- De termiske og strømningsmæssige forhold inde i varmtvandsbeholderen skal også undersøges.
- Kappeindløbsdesignets indflydelse på de termiske og strømningsmæssige forhold for kappen skal også undersøges.

Målet med disse undersøgelser er at udarbejde en meget detaljeret model, som kan beskrive de termiske forhold i kappebeholdere. Da netop varmelageret er en af de vigtigste komponenter i et solvarmeanlæg, er det afgørende, at kunne forudsige varmelagerets egenskaber i forskellige driftssituationer. Især kappebeholdere udmærker sig ved, at solfangervæsken strømmer således, at temperaturlagdelingen opbygges og bevares i brugsvandet. Derfor er det vigtigt at udvide vor viden om disse beholdere, således at beholderne kan udformes bedst muligt.

4. Konklusion

Denne rapport beskriver eksperimentelle og teoretiske undersøgelser af varmeoverføringsmæssige forhold for kappebeholdere. De gennemførte undersøgelser er en fortsættelse af undersøgelser startet i 1996 /1/.

I alt er fem forskellige kappebeholdere afprøvet i Instituttets indendørs lagerprøvestand. Beholderne har forskellige volumener, højde/diameter forhold, kappebredder og kappehøjder. Kappebeholderne er afprøvet under forskellige typiske driftsforhold. Både vand og en 34% propylenglykol/vand blanding er benyttet som solfangervæske i afprøvningerne. Formålet med de eksperimentelle undersøgelser har været, at undersøge hvordan temperaturlagdelingen i kappebeholdernes brugsvandsvolumener opbygges under forskellige driftsbetingelser. Desuden har formålet været, at undersøge beholderudformningens indflydelse på opbygningen af temperaturlagdelingen.

- Forsøgene viste, at det er en fordel, både for opbygning og bevarelse af temperaturlagdelingen i brugsvandsvolumenet, og for afkøling af solfangervæsken gennem lageret, hvis kappebredden er stor. Årsagen er, at solfangervæskens opblanding i toppen af kappen er større ved en smal kappe. En bredere kappe medfører nemlig, at de naturlige drivkræfter i kappen bliver mere dominerende. Det medfører, at den indkommende solfangervæske, med mindre opblanding, glider ned til det niveau i kappen, hvor den omgivende solfangervæske har samme temperatur som den indkommende solfangervæske. Hvis den indkommende solfangervæske er meget varm, bliver den i toppen af kappen og varmer dermed brugsvandsvolumenet over kappen op. Hvis den indkommende solfangervæske er koldere end temperaturen i toppen af kappen, glider den ned til det rigtige temperatur niveau i kappen.
- Forsøgene viste, at det er en fordel, både for opbygning og bevarelse af temperaturlagdelingen i brugsvandsvolumenet, og for afkøling af solfangervæsken gennem lageret, hvis højde/diameter forholdet er stort. Det vil altid være nemmere at opretholde store temperaturforskelle når der er stor afstand mellem det koldeste og det varmeste punkt, end når der er lille afstand mellem det koldeste og det varmeste punkt. Desuden bliver det varmeoverførende areal større, når højde/diameter forholdet er større - selv om det supplerende volumen er af samme størrelse i beholderne.
- De dynamiske forsøg viste, at temperaturlagdelingen opbygges meget nemt i brugsvandsvolumenet. Når temperaturlagdelingen er opbygget er den meget svær at ødelægge igen - selv under 'svære driftsbetingelser'.

De strømningsmæssige og termiske forhold både for brugsvandet i beholderen og for solfangervæsken i kappen igennem afprøvningerne er taget i beregning ved hjælp af detaljerede CFD-modeller for de afprøvede kappebeholdere. Beregningerne blev valideret mod målingerne, og resultaterne viste, at CFD-modellerne beregner temperaturforholdene i kappebeholderne korrekt. CFD-modellerne beregner til ethvert tidspunkt alle temperaturer, varmestrømme, strømninger m.m. overalt i beholderne. Derfor kan CFD-modellerne benyttes til meget detaljerede analyser.

CFD-beregningerne er efterfølgende netop benyttet til at give et større og mere detaljeret indblik i, hvorledes varmetransporten fra f.eks. solfangervæsken til varmtvandsbeholderen foregår. Herved er

det blevet dokumenteret, at det er den naturlige konvektion i kappen, der er dominerende. Dvs. at forklaringerne til måleresultaterne bekræftes.

Desuden er der udført et antal detaljerede parameteranalyser, som det ikke er muligt at udføre eksperimentelt. De analyser, der er tale om, afklarer, hvorledes hhv. beholderens højde/diameter forhold, beholderens kappebredde og volumenstrømmen i kappen har indflydelse på den konvektive varmeovergang fra solfangervæsken til beholdervæggen.

- Resultaterne viste, at brugsvandsbeholderens højde/diameter forhold ikke har nogen indflydelse på den konvektive varmeovergang fra solfangervæske til beholdervæg.
- Desuden viste undersøgelserne at det er den naturlige konvektion i kappen, der er dominerende. Dvs. at ændringerne i den tvungne volumenstrøm ikke har indflydelse på den konvektive varmeovergang fra solfangervæsken til beholdervæggen. Dette resultat er dog kun gældende for de aktuelle undersøgte volumenstrømme.
- Endelig viste undersøgelserne, at kappebredde har en direkte indflydelse på den konvektive varmeovergang fra solfangervæsken til beholdervæggen.

Undersøgelserne muliggjorde at opstille korrelationer til beskrivelse af den konvektive varmetransport mellem solfangervæsken og beholdervæggen.

Ovenstående undersøgelser er blot indledningen af et større teoretisk arbejde. Der er mange flere parametre der bør undersøges:

- Varmeovergangen fra solfangervæske til beholdervæg skal også undersøges, når solfangeren ikke er i drift.
- Varmeovergangen fra solfangervæske til beholdervæg skal også undersøges for forskellige solfangervæsker.
- Varmeovergangen fra solfangervæske til kappesvøb skal også undersøges.
- De termiske og strømningsmæssige forhold inde i varmtvandsbeholderen skal også undersøges.
- Kappeindløbsdesignets indflydelse på de termiske og strømningsmæssige forhold for kappen skal også undersøges.

Da netop varmelageret er en af de vigtigste komponenter i et solvarmeanlæg, er det afgørende, at kunne forudsige varmelagerets egenskaber i forskellige driftssituationer. Især kappebeholdere udmærker sig ved, at solfangervæsken strømmer således, at temperaturlagdelingen opbygges og bevares i brugsvandet.

Derfor er det vigtigt at udvide vore viden om disse beholdere, således at beholderne kan udformes bedst muligt.

Det endelige mål med kappebeholder undersøgelserne er at udarbejde en meget detaljeret model, som kan beskrive de termiske forhold i kappebeholdere. En sådan model vil blive benyttet i eksisterende simuleringsprogrammer, som tager solvarmeanlæg baseret på kappebeholdere i beregning.

5. Referencer

- /1/ *Små low flow solvarmeanlæg med kappebeholdere*. Louise Jivan Shah. Rapport R-009. Institut for Bygninger og Energi. Danmarks Tekniske Universitet, 1997.
- /2/ *Varmelagring til solvarmeanlæg*. Simon Furbo. Laboratoriet for Varmeisolering. Danmarks Tekniske Højskole. Meddelelse nr. 162. September 1984.
- /3/ CFX-F3D. Version 4.1: User manual. Computational Fluid Dynamics Services, Harwall Laboratory, Oxforshire OX11 0RA, United Kingdom.

6. Symbol liste

Symbol:	Beskrivelse:	Enhed:
C	Varmekapacitetsstrøm	W/K
c_p	Specifik varmekapacitet	J/kg·K
d_i	Beholderens indvendige diameter	m
g	Tyngdeacceleration	m/s ²
h	Konvektiv varmeoverføringskoefficient	W/m ² K
n	Antal beregnede værdier	-
Nu	Nusselt tallet	-
Pr	Prandtl tallet	-
$Q_{\text{tilført}}$	Tilført effekt	W
r_i	Inderste kapperadius	m
r_u	Yderste kapperadius	m
R^2	R-kvadreret størelse	-
Ra	Rayleigh tallet	-
Re	Reynolds tallet	-
SSE	Hjælpestørelse	-
SST	Hjælpestørelse	-
t	Tid	s
T	Temperatur	K, °C
u	Lodret hastighed i kappen	m/s
V	Volumen	m ³
$\dot{V}$	Volumenstrøm	m ³ /s
x	Afstand fra kappens top	m
X	Geometrisk hjælpestørelse	-
Δx	Afstand mellem to målepunkter	m
Y_i	Beregnet værdi	-
$\hat{Y}_i$	Tilnærmet værdi	-
Y	Geometrisk hjælpestørelse	-
β	Termisk udvidelseskoefficient	1/K
Δ	differens	-
λ	Varmeledningsevne	W/mK
ρ	Massefylde	kg/m ³
ν	Kinematisk viskositet	m ² /s

7. Appendiks

I dette appendiks gennemgås den analytiske teori bag CFD-programmerne.

7.1. Analytisk gennemgang af de beskrivende ligninger

I dette kapitel gennemgås analytisk de beskrivende ligninger for laminar fluid strømning, varme- og massetransport. Det skal understreges, at ligningerne for de laminare strømninger også gælder for turbulente strømninger, idet turbulente strømninger kan beskrives som meget komplekse og ustabile laminare strømninger.

Der er tre grundlæggende ligninger, hvoraf to er udledt fra naturlovene⁶:

Kontinuitetsligningen (er udledt fra naturloven om massens bevarelse)

Impulsligningen (er udledt fra Newtons 2. lov)

Energiligningen (er udledt fra termodynamikkens 1. lov)
(naturloven om energiens bevarelse)

7.1.1. Kontinuitetsligningen

Til udledning af kontinuitetsligningen betragtes nu kontrolvolumenet i Figur 7-1. Massefylden i kontrolvolumenets center, O , er ρ , og hastigheden er $\vec{V} = u + v + w$. Massefylde ved hver af kontrolvolumenets seks overflader kan findes ved Taylor række udvikling ud fra punktet O . Eksempelvis fås for den højre overflade (dx -dy fladen):

$$\rho_{x+dx/2} = \rho + \left(\frac{d\rho}{dx}\right) \cdot \frac{dx}{2} + \left(\frac{d^2\rho}{dx^2}\right) \cdot \frac{1}{2!} \cdot \left(\frac{dx}{2}\right)^2 + \dots$$

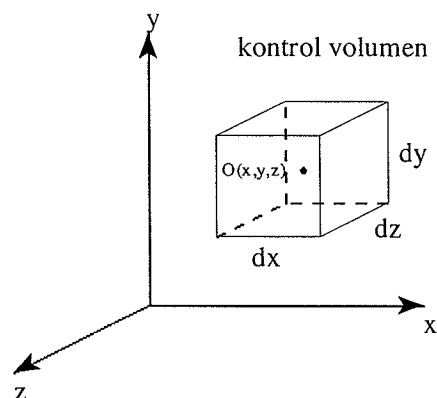
Ved at se bort fra højere ordens afledede fås:

$$\rho_{x+dx/2} = \rho + \left(\frac{d\rho}{dx}\right) \cdot \frac{dx}{2}$$

For hastigheden haves et tilsvarende udtryk:

$$u_{x+dx/2} = u + \left(\frac{du}{dx}\right) \cdot \frac{dx}{2}$$

De tilsvarende ligninger for den venstre flade bliver:



Figur 7-1: Differential kontrol volumen i rektangulære koordinater.

⁶ Naturlov: Postulater, der ikke kan bevises, men fremsat som love/regler på basis af erfaringer.

$$\rho_{x-dx/2} = \rho - \left(\frac{d\rho}{dx} \right) \cdot \frac{dx}{2}$$

$$u_{x-dx/2} = u - \left(\frac{du}{dx} \right) \cdot \frac{dx}{2}$$

Naturloven om massens bevarelse siger:

$$(\text{Netto masse tilført kontrolvolumenet}) + (\text{Ændring i massen inde i kontrolvolumenet}) = 0 \quad (1)$$

I Tabel 7-1 er massefluxen gennem kontrolvolumenets sider givet:

Overflade	Flux
Venstre(-x)	$= - \left[\rho - \left(\frac{\partial \rho}{\partial x} \right) \cdot \frac{dx}{2} \right] \cdot \left[u - \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \cdot \frac{dx}{2} \right] dy \cdot dz = -\rho u \cdot dy \cdot dz + \frac{1}{2} \cdot \left[u \left(\frac{\partial \rho}{\partial x} \right) + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] dx \cdot dy \cdot dz$
Højre(+x)	$= \left[\rho + \left(\frac{\partial \rho}{\partial x} \right) \cdot \frac{dx}{2} \right] \cdot \left[u + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \cdot \frac{dx}{2} \right] dy \cdot dz = \rho u \cdot dy \cdot dz + \frac{1}{2} \cdot \left[u \left(\frac{\partial \rho}{\partial x} \right) + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] dx \cdot dy \cdot dz$
Bund(-y)	$= - \left[\rho - \left(\frac{\partial \rho}{\partial y} \right) \cdot \frac{dy}{2} \right] \cdot \left[v - \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) \cdot \frac{dy}{2} \right] dx \cdot dz = -\rho v \cdot dx \cdot dz + \frac{1}{2} \cdot \left[v \left(\frac{\partial \rho}{\partial y} \right) + \rho \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] dx \cdot dy \cdot dz$
Top(+y)	$= \left[\rho + \left(\frac{\partial \rho}{\partial y} \right) \cdot \frac{dy}{2} \right] \cdot \left[v + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) \cdot \frac{dy}{2} \right] dx \cdot dz = \rho v \cdot dx \cdot dz + \frac{1}{2} \cdot \left[v \left(\frac{\partial \rho}{\partial y} \right) + \rho \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] dx \cdot dy \cdot dz$
Bagved(-z)	$= - \left[\rho - \left(\frac{\partial \rho}{\partial z} \right) \cdot \frac{dz}{2} \right] \cdot \left[w - \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) \cdot \frac{dz}{2} \right] dx \cdot dy = -\rho w \cdot dx \cdot dy + \frac{1}{2} \cdot \left[w \left(\frac{\partial \rho}{\partial z} \right) + \rho \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] dx \cdot dy \cdot dz$
Foran(+z)	$= \left[\rho + \left(\frac{\partial \rho}{\partial z} \right) \cdot \frac{dz}{2} \right] \cdot \left[w + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) \cdot \frac{dz}{2} \right] dx \cdot dy = \rho w \cdot dx \cdot dy + \frac{1}{2} \cdot \left[w \left(\frac{\partial \rho}{\partial z} \right) + \rho \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] dx \cdot dy \cdot dz$

Tabel 7-1: Masse fluxen gennem kontrolvolumenets seks sider. Rektangulære koordinater.

Når ligningerne i Tabel 7-1 sættes ind i naturloven om massens bevarelse fås:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dx \cdot dy \cdot dz + \left\{ \left[u \left(\frac{\partial \rho}{\partial x} \right) + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \left[v \left(\frac{\partial \rho}{\partial y} \right) + \rho \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \left[w \left(\frac{\partial \rho}{\partial z} \right) + \rho \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \right\} dx \cdot dy \cdot dz = 0 \quad (2)$$

hvilket kan forenkles til **kontinuitetsligningen**:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

7.1.2. Impulsligningen

For et endeligt system kan Newtons 2. lov opskrives:

$$F = \frac{dP}{dt} \Big|_{\text{system}} \quad (4)$$

I ord kan ligningen beskrives ved, at summen af kræfter, der virker på et system, er lig med ændringen i impuls over et givet tidsrum. Impulsen P er givet ved:

$$P_{\text{system}} = \int V \cdot dm \quad \text{integreret over systemets masse} \quad (5)$$

For et kontrolvolumen, som givet i Figur 7-1, kan Newtons 2. lov omskrives til:

$$d\vec{F} = dm \cdot \frac{D\vec{V}}{Dt} = dm \cdot \left[u \cdot \frac{\partial \vec{V}}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial \vec{V}}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial \vec{V}}{\partial z} + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} \right] \quad (6)$$

Til udledning af impulsligningen ud fra ovenstående udgave af Newtons 2. Lov, er det nødvendigt at bestemme kraften dF , eller rettere sagt, kraftens komponenter dF_x , dF_y og dF_z , som virker på kontrolvolumenet.

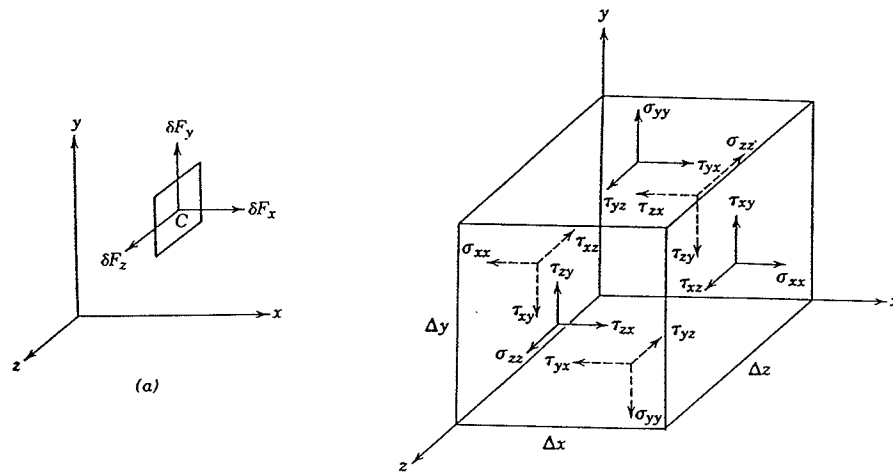
Kræfterne kan deles op i to typer: Kræfter, der virker på overfladerne, og kræfter der virker på hele kontrolvolumenet (body forces). Eksempler på kræfter, der virker på hele kontrolvolumenet, er tyngdekraften og elektromagnetiske kræfter. Overfladekræfterne kaldes hhv. tangential forskydningskraft (shear stress force) og normal forskydningskraft (normal stress force). Den tangentielle forskydningskraft opstår når to legemer glider parallelt med hinanden med forskellig hastighed. Et eksempel herpå er, når en bog skubbes hen over en vandret bordplade (hvis man ikke skubber bogen, så bevæger den sig jo ikke). Normal forskydningskraften opstår, når to legemer direkte rammer hinanden. Et eksempel herpå er, når en bog bankes ned i et bordplade (så fortsætter bogen jo ikke igennem bordpladen).

På en mere videnskabelig måde beskrives normal forskydningen, σ , og tangential forskydningen, τ , ved:

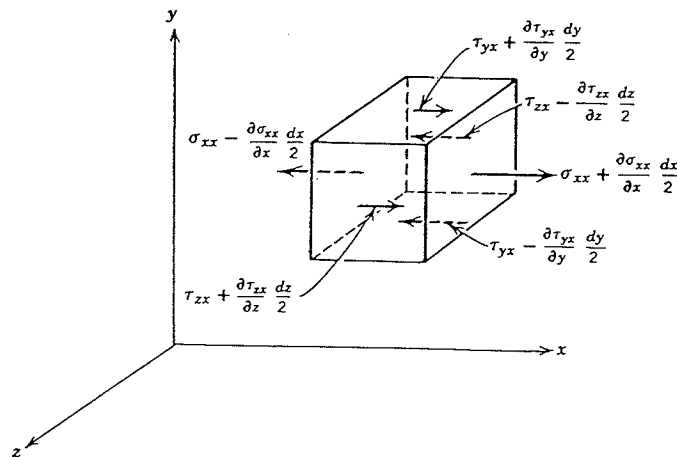
$$\sigma = \lim_{\delta A \rightarrow 0} \frac{\delta F_n}{\delta A} \quad (7)$$

$$\tau = \lim_{\delta A \rightarrow 0} \frac{\delta F_t}{\delta A}$$

I Figur 7-2 ses overfladekræfternes komponenter samt tangential- og normalforskydningernes komponenter:



Figur 7-2: Overfladekraftens komponenter og indekseringer (a), samt tangential og normalforskydningernes komponenter og indekseringer.



Figur 7-3: Normal- og tangentialforskydninger i x-retningen.

Kontrolvolumenet fra Figur 7-1 er omgivet af seks flader, hvorpå overfladekræfterne virker. Nu betragtes forskydningskræfterne i x-retningen. Hvis forskydningerne i kontrolvolumenets center kaldes for hhv. σ_{xx} , τ_{yx} og τ_{zx} kan forskydningerne i x-retningen (jvf. Figur 7-3), der virker på hver af kontrolvolumenets flader bestemmes ved Taylor række udvikling ud fra kontrolvolumenets center.

Ved summering af alle forskydningerne i x-retningen fås den resulterende forskydningskraft, dF_{sx} i x-retningen:

$$\begin{aligned}
 dF_{sx} &= \left(\sigma_{xx} + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dy \cdot dz - \left(\sigma_{xx} - \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dy \cdot dz \\
 &+ \left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{dy}{2} \right) dx \cdot dz - \left(\tau_{yx} - \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{dy}{2} \right) dx \cdot dz \\
 &+ \left(\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) dx \cdot dy - \left(\tau_{zx} - \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) dx \cdot dy \\
 &= \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) dx \cdot dy \cdot dz
 \end{aligned}$$

hvilket simplificeres til:

$$dF_{xx} = \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) dx \cdot dy \cdot dz \quad (8)$$

Hvis tyngdekraften er den eneste volumenkraft, bliver kontrolvolumenets samlede påvirkning i x-retningen:

$$dF_x = dF_{sx} + dF_{bx} = \left(\rho \cdot g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) dx \cdot dy \cdot dz \quad (9)$$

Kraftens komponenter i y- og z-retningen kan på tilsvarende vis udledes til:

$$dF_y = dF_{sy} + dF_{by} = \left(\rho \cdot g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) dx \cdot dy \cdot dz \quad (10)$$

$$dF_z = dF_{sz} + dF_{bz} = \left(\rho \cdot g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) dx \cdot dy \cdot dz \quad (11)$$

Hvis ligning 6 (Newtons 2. lov) skrives helt ud for de tre komponenter x, y og z, og ligningerne 9-11 derefter indsættes på venstresiden fås **impulsligningen**:

$$\rho \cdot g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \left(\frac{\partial \rho u}{\partial t} + u \frac{\partial \rho u}{\partial x} + v \frac{\partial \rho u}{\partial y} + w \frac{\partial \rho u}{\partial z} \right) \quad (12a)$$

$$\rho \cdot g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} = \left(\frac{\partial \rho v}{\partial t} + u \frac{\partial \rho v}{\partial x} + v \frac{\partial \rho v}{\partial y} + w \frac{\partial \rho v}{\partial z} \right) \quad (12b)$$

$$\rho \cdot g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} = \left(\frac{\partial \rho w}{\partial t} + u \frac{\partial \rho w}{\partial x} + v \frac{\partial \rho w}{\partial y} + w \frac{\partial \rho w}{\partial z} \right) \quad (12c)$$

Før ligningerne 12a-12c kan benyttes til at løse fluid dynamiske problemer, må tangential- og normal forskydningerne, τ og σ , bestemmes som funktion af hastighederne u , v , og w ⁷. For et Newtonsk fluid beskrives τ og σ ved:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (13a)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (13b)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (13c)$$

$$\sigma_{xx} = -p - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \nabla + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (14a)$$

⁷ Udtrykkene vil ikke blive udledt i dette notat. Der henvises till H. Schlichting, *Boundary-Layer Theory*, 7th ed. , McGraw-Hill, 1979)

$$\sigma_{yy} = -p - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \nabla + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (14b)$$

$$\sigma_{zz} = -p - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \nabla + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \quad (14c)$$

I ligningerne 14a-14c er p det dynamiske tryk. Hvis ligningerne 13a-13c og 14a-14c introduceres i ligningerne 12a-12c, fås tre ligninger med tre ubekendte (u , v og w), og det er nu et ligningssystem der er anvendeligt til løsning af fluid dynamiske problemer:

$$\begin{aligned} \frac{D\rho u}{Dt} &= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \nabla \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \\ \frac{D\rho v}{Dt} &= \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \nabla \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \\ \frac{D\rho w}{Dt} &= \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \nabla \right) \right] \end{aligned}$$

(15a, 15b og 15c)

Ligningerne 15a-15c udgør samlet impulsligningen for et **Newtonsk fluid**. Disse ligninger kaldes også for **Navier-Stokes ligninger**.

Hvis fluidet er **inkompressibelt** og **Newtonsk**, kan den dynamiske viskositet, μ , antages at være konstant og $\nabla \cdot \nabla = 0$. Dermed kan Navier-Stokes ligninger 15a-15c reduceres til:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho \cdot g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (16a)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho \cdot g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (16b)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho \cdot g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (16c)$$

7.1.3. Energiligningen

Lad os igen betragte kontrolvolumenet i Figur 7-1. En energibalance for kontrolvolumenet må se således ud:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Akkumuleret} \\ \text{energi -} \\ \text{mængde} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Netto energitilførsel af} \\ \text{indre og kinetisk energi -} \\ \text{mængde ved konvektion} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Netto energitilførsel} \\ \text{ved} \\ \text{varmeledning} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Netto arbejdet kontrol -} \\ \text{volumenet udfører} \\ \text{på omgivelserne} \end{array} \right\} = 0 \quad (17)$$

hvor *kinetisk energimængde* er $\frac{1}{2} \cdot \rho V^2$ og V er middelhastigheden.

Indre- og kinematisk energi:

Ved *indre energi*⁸ forstås den energimængde, der opstår i forbindelse med molekylerne interne bevægelse og interaktion. Dvs. at den indre energi er afhængig af fluidets temperatur og massefylde.

Hvis den indre energimængde i kontrolvolumenets center benævnes U , er den akkumulerede energimængde, q_{akk} pr. tidsenhed:

$$q_{akk} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) dx \cdot dy \cdot dz \quad (18)$$

Ved Taylor række udvikling fra kontrolvolumenets center kan den indkommende indre- og kinetiske energimængde ved konvektion beskrives ved:

$$\begin{aligned} q_{ind} = & \left[u \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left(u \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) \cdot \frac{dx}{2} \right] dy \cdot dz \\ & + \left[v \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(v \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) \cdot \frac{dy}{2} \right] dx \cdot dz \\ & + \left[w \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(w \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) \cdot \frac{dz}{2} \right] dx \cdot dy \end{aligned} \quad (19)$$

På tilsvarende måde findes den udgående indre- og kinetiske energimængde ved konvektion:

$$\begin{aligned} q_{ud} = & \left[u \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(u \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) \cdot \frac{dx}{2} \right] dy \cdot dz \\ & + \left[v \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(v \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) \cdot \frac{dy}{2} \right] dx \cdot dz \\ & + \left[w \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(w \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) \cdot \frac{dz}{2} \right] dx \cdot dy \end{aligned} \quad (20)$$

Netto energitilførslen af den indre- og kinetiske energimængde ved konvektion, q_{konv} , findes ved at trække q_{ud} fra q_{ind} . Dette kan simplificeres til:

$$q_{konv} = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(u \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(v \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(w \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) \right] dx \cdot dy \cdot dz \quad (20)$$

Varmeledning:

⁸ Den indre energi, $U=U(1/\rho, T)$, udtrykkes på formen: $\partial U = \left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_{1/\rho} dT + \left(\frac{\partial U}{\partial (1/\rho)} \right)_T d(1/\rho)$. $(1/\rho)$ betegnes det specifikke volumen. Den specifikke varmekapacitet ved konstant specifikt volumen defineres som: $c_v = \left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_{1/\rho}$. Derved kan den indre energi beskrives ved: $\partial U = c_v dT + \left(\frac{\partial U}{\partial (1/\rho)} \right)_T d(1/\rho)$.

På tilsvarende måde findes netto energitilførslen pga. varmeledning. Denne tilførsel beskrives ved:

$$q_{ledn} = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(-\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(-\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] dx \cdot dy \cdot dz \quad (21)$$

Arbejde:

Det arbejde kontrolvolumenet udfører på omgivelserne består af to dele: Arbejdet der virker mod kontrolvolumen kræfterne (tyngdekraften), og overfladekræfterne. Husk, at *arbejde=kraft·afstand* [N·m = J], og at den energi der skal til at udføre et arbejde pr. tidsenhed er *energi=kraft·hastighed* [N·m/s = J/s = W]. I formlerne 9-11 er kraftens komponenter i x, y og z-retningen givet. Hvis hastigheden i de tre retninger ganges på de respektive kraftkomponenter fås den energi der skal til at udføre et arbejde/tidsenhed:

$$q_{fx} = \left(-u \cdot \rho \cdot g_x + u \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + v \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + w \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) dx \cdot dy \cdot dz \quad (22)$$

$$q_{fy} = \left(-v \cdot \rho \cdot g_y + u \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + v \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + w \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) dx \cdot dy \cdot dz \quad (23)$$

$$q_{fz} = \left(-w \cdot \rho \cdot g_z + u \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + v \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + w \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) dx \cdot dy \cdot dz \quad (24)$$

Arbejdet pr. tidsenhed, der udføres pga. tyngdekræfterne, har et minus tegn på, fordi arbejdet er negativt, hvis hastighedskomponenterne er modsat rettede tyngdeaccelerationens komponenter.

Hvis ligningerne 18 og 21-24 sættes ind i ligning 17 fås:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) = & - \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(u \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(v \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(w \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) \right] \\ & + \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \\ & - \left(-u \cdot \rho \cdot g_x + u \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + v \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + w \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) \\ & - \left(-v \cdot \rho \cdot g_y + u \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + v \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + w \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) \\ & - \left(-w \cdot \rho \cdot g_z + u \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + v \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + w \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (25)$$

Ovenstående ligning forkortes til ligning 26, som er **energiligningen**, opskrevet i rektangulære koordinater:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) = & - \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(u \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(v \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(w \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) \right] \\
& + \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \\
& + (u \cdot \rho \cdot g_x + v \cdot \rho \cdot g_y + w \cdot \rho \cdot g_z) \\
& - \left(u \frac{\partial}{\partial x} (\sigma_{xx} + \tau_{xy} + \tau_{xz}) + v \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{yx} + \sigma_{yy} + \tau_{yz}) + w \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{zx} + \tau_{zy} + \sigma_{zz}) \right)
\end{aligned}$$

(26)

Hvis fluidet er inkompressibelt, kan den dynamiske viskositet, μ , antages at være konstant $\nabla \cdot \mathbf{V} = 0$.
Dermed kan energiligningen 26 reduceres til:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) = & - \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(u \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(v \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(w \left(\rho U + \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \right) \right] \\
& + \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \\
& + (u \cdot \rho \cdot g_x + v \cdot \rho \cdot g_y + w \cdot \rho \cdot g_z)
\end{aligned}$$

(27)

Kontinuitetsligningen, impulslikninger og energiligningen kan herefter diskretiseres og anvendes i CFD-programmerne.

7.2. Turbulens modeller

Turbulente strømninger er meget komplekse og tidsafhængige strømninger. Også turbulente strømninger kan beskrives ved den generelle teori beskrevet i afsnit 2. Dog er det ikke muligt, pga. kompleksiteten, at løse turbulente strømningsproblemer præcist nok, med nudagens computerteknologi. Derfor anvendes turbulens modeller.

En turbulent strømning er karakteriseret ved en kompleks hvirveldannende strømning. Denne strømningstype giver anledning til fluktuationer i hastigheden, trykket, temperaturen osv. For at begrænse antallet af informationer om denne strømningstype anvendes statistiske metoder. Den mest anvendte metode, som kaldes 1. ordens beskrivelse, anvender middelværdier af de fluktuerende værdier. Dermed kan de beskrivende ligninger, som er gennemgået i afsnit 2, anvendes ved at bruge middelværdier for strømningsparametrene. Problemet er således, at finde en passende måde til at beskrive middelværdierne på.

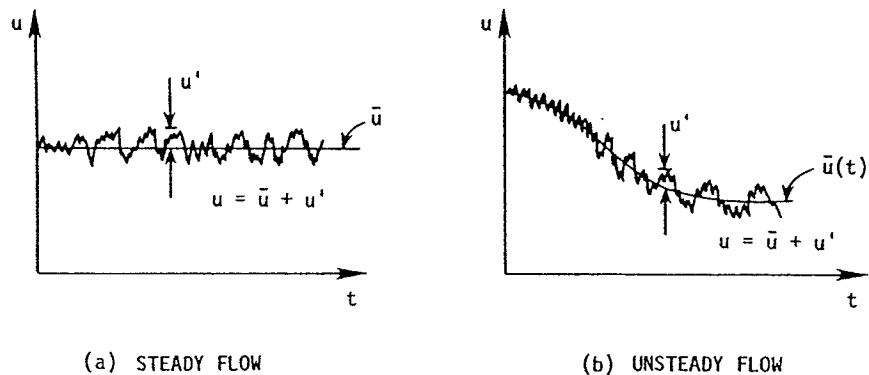
Reynold introducerede en metode (*Reynolds averaging method*), hvor de fluktuerende værdier, bliver midlet over tidsperioder. F.eks. kan hastigheden i x-retningen skrives som:

$$u = \bar{u} + u' \quad \text{hvor} \quad \bar{u} = \frac{1}{T_{id}} \int_0^{T_{id}} u dt \quad \text{og} \quad \bar{u}' = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} u' dt \equiv 0 \quad (51)$$

og på tilsvarende måde haves:

$$\begin{aligned} v &= \bar{v} + v' & w &= \bar{w} + w' & p &= \bar{p} + p' \\ \rho &= \bar{\rho} + \rho' & T &= \bar{T} + T' & h &= \bar{h} + h' \end{aligned} \quad (52)$$

I Figur 7-4 er relationen mellem u , $\bar{u}$ og u' grafisk illustreret.



Figur 7-4: Relationen mellem u , $\bar{u}$ og u' , grafisk illustreret.

Næste skridt er, at opskrive de beskrivende ligninger med de midlede værdier⁹. Kun kontinuitetsligningen og impulsligningen vil blive opskrevet for turbulente strømninger, fordi turbulens modellerne er udviklet med henblik på disse ligninger, der beskriver strømningerne. Energiligningen vil ikke blive gennemgået i dette afsnit. For overskuelighedens skyld, vil nedenstående teori kun blive gennemgået for det todimensionale tilfælde.

Kontinuitetsligningen:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \rho \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} = 0 \quad (53)$$

Impulsligningen: (for et inkompressibelt Newtonsk fluid, omskrivning af ligningerne 16a-16c)

⁹ Ligningerne vil ikke blive udledt her, men kun gengivet. For en detaljeret udledning henvises til: *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*. J. C. Tannehill m.fl. 2. Udg. Taylor & Francis, 1997.

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) = \rho g_x - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} - (\overline{u'u'} + \overline{u'v'}) \right) \quad (54a)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) = \rho g_y - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} - (\overline{v'u'} + \overline{v'v'}) \right) \quad (54b)$$

De ekstra led i ligningerne 54a-54b i forhold til ligningerne 16a-16b er, skrevet med tensor notation, $\overline{u_i' u_j'}$. Disse led kaldes Reynolds forskydninger (*Reynolds stresses*). Reynolds forskydninger beskriver, hvorledes udvekslingen i fluidet, pga. hastighedsfluktuationerne, har indflydelse på middelstrømningen. Turbulens modellernes formål er at bestemme Reynolds forskydninger.

7.2.1. Boussinesq's antagelse

Den første tilnærmelse til turbulent modellering er at antage, at middelstrømningen har en viskositet svarende til laminar strømning. Boussinesq antog allerede i 1896 [Boussinesq], at der også for turbulent strømning er en lineær sammenhæng mellem forskydningerne og hastighedsgradienterne, jvf. ligningerne 13a-14c for det laminare tilfælde.

$$-\rho \overline{u'v'} = \tau_{T,xy} \equiv \mu_T \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) \quad (55a)$$

$$-\rho \overline{u'u'} = \tau_{T,xx} \equiv 2\mu_T \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \frac{2}{3} \left(\mu_T \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{p} \bar{k} \right) \quad \text{hvor} \quad \bar{k} = \frac{1}{2} (\bar{u}^2) \quad (55b)$$

$$-\rho \overline{v'v'} = \tau_{T,yy} \equiv 2\mu_T \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \frac{2}{3} \left(\mu_T \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{p} \bar{k} \right) \quad \text{hvor} \quad \bar{k} = \frac{1}{2} (\bar{v}^2) \quad (55c)$$

Ligningerne 55a-55c kan med tensor notation sammenskrives til én ligning:

$$-\rho \overline{U_i' U_j'} = \tau_T \equiv \mu_T \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\mu_T \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \bar{p} \bar{k} \right) \quad (55d)$$

hvor μ_T er den turbulente viskositet, τ_T er den turbulente forskydning og δ_{ij} er Kroeneckers delta ($\delta_{ij}=1$ for $i=j$; $\delta_{ij}=0$ for $i \neq j$). Ovenstående lineære sammenhæng mellem forskydningerne og hastighedsgradienterne, for turbulente strømninger, er analog til Newtons lineære sammenhæng mellem forskydningerne og hastighedsgradienterne for laminare strømninger, jvf. ligningerne 13a-14c. Problemet er nu, at finde en passende måde at bestemme μ_T på.

Analogt med teorien for den kinetiske energi, hvor den molekyulære viskositet for gasser kan modelleres ud fra en dimensionerende længde og hastighed, er det forventeligt, at den turbulente viskositet kan modelleres på samme måde¹⁰:

$$\mu_T = \rho \cdot V_T \cdot l \quad (56)$$

¹⁰ For nemheds skyld udelades stregene over de midlede variable. Blot skal man huske, at variablene er middelvariable af de fluktuerende variable. De fluktuerende led (dem med ') beholder stregene.

hvor V_T er en karakteristisk hastighed for den turbulente strømning og l er en karakteristisk længde for hvirvlerne i den turbulente strømning. Problemet er nu, at finde en passende måde at bestemme V_T og l på.

7.2.2. Zero-Equation modeller

Zero-Equation¹¹ modeller udnytter Boussinesq antagelse. En af de mest anvendte Zero-Equation modeller blev foreslået af Prandtl i 1920'erne. Prandtl antog, at den karakteristiske hastighed V_T kan relateres til middel hastighedsgradienten:

$$\mu_T = \rho l^2 \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \quad \text{når hovedstrømningen er i } x\text{-retningen} \quad (57)$$

hvor l , den karakteristiske længde for hvirvlerne i den turbulente strømning¹², er den afstand, fluidet skal flytte sig for at opnå en hastighedsændring. Hvis ligningerne 56 og 57 sammenholdes, ses det, at produktet af den karakteristiske længde, l , og middel hastighedsgradienten, svarer til den karakteristiske hastighed for den turbulente strømning, V_T .

Størrelsen af l varierer, alt efter hvilken type strømning der er tale om (græselagsstrømning, jetstrømning, bølgestrømning etc.). Eksempelvis for strømninger langs overflader (både interne og eksterne strømninger) kan l bestemmes ud fra:

$$l = \kappa y \left(1 - e^{-y^+/A^+} \right) \quad \text{hvor} \quad y^+ = \frac{y \left(\left| \tau_{væg} \right| / \rho_{væg} \right)^{1/2}}{u_{væg}} \quad (58)$$

meget nær overfladen, og ud fra:

$$l = C_1 \delta \quad (59)$$

når l , bestemt ud fra ligning 58 er større end eller lig med l i ligning 59.

A^+ , en dæmpningskonstant, er som regel lig 26. y er afstanden fra overfladen. u er strømningshastigheden, og indices $væg$ angiver at værdierne skal evalueres helt inde ved overfladen. I ligning 59 er C_1 , en konstant, som regel lig 0,089, og δ er tykkelsen af hastighedsgrænselaget.

Med ligningerne 57-59, kan den turbulente viskositet, μ_T , bestemmes. Dermed kan Reynolds forskydninger beregnes, og Navier-Stokes ligninger kan løses.

7.2.3. One-Equation modeller

Et af problemerne med Zero-Equation modellen beskrevet ovenfor er, at den turbulente viskositet, μ_T , er nul når hastighedsgradienterne er nul (jvf. ligning 57). Det vil f.eks. betyde, at μ_T er nul ved centerlinjen i et rør, ved fuldt udviklet rørstrømning. Målinger (og sund fornuft) har indikeret, at μ_T ikke nød-

¹¹ Zero-, one- og two-equation modeller: Modelerne har disse betegnelser, fordi der i turbulens modellerne skal hhv. nul-, en- og to transportligninger til at beskrive turbulensen.

¹² l kan beskrives som hvirvlernes tværgående længde.

vendigvis er nul, selvom hastighedsgradienterne er nul. Det skal dog nævnes, at denne 'defekt' ved modellen ikke altid er afgørende, fordi μ_T som regel er meget lille, når hastighedsgradienterne er nul.

For at omgå dette problem foreslog Prandtl og Kolmogorov i 1940'erne, at lade den karakteristiske hastighed for den turbulente strømning, V_T , være en funktion af den turbulente kinetiske energi, k . Dermed bliver μ_T ikke nul, selvom hastighedsgradienterne er nul:

$$\mu_T = C_k \cdot \rho \cdot l \cdot (k)^{1/2} \quad \text{hvor} \quad k \equiv \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2}) \quad (60)$$

hvor C_k er en konstant. Den turbulente kinetiske energi kan findes ud fra sin egen ligning, som beskriver hvorledes den turbulente energi dannes og transporteres. Ligningen kan udledes fra Navier-Stokes ligninger med nedenstående resultat. For det inkompressible tilfælde fås [Rodil]:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u \frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(-\overline{u'p'} + \mu \frac{\partial k}{\partial x} - \frac{1}{2} \overline{\rho u'v'v'} \right) - \overline{\rho u'v'} \frac{\partial v}{\partial x} + \rho g_x - \mu \frac{\partial v'}{\partial x} \left(\frac{\partial v'}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial y} \right) \quad (61a)$$

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho v \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(-\overline{v'p'} + \mu \frac{\partial k}{\partial y} - \frac{1}{2} \overline{\rho v'x'x'} \right) - \overline{\rho v'u'} \frac{\partial u}{\partial y} + \rho g_y - \mu \frac{\partial u'}{\partial y} \left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right) \quad (61b)$$

For nemheds skyld skrives ligningerne 61a og 61b med tensor notation:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left(-\overline{U_j'p'} + \mu \frac{\partial k}{\partial X_j} - \frac{1}{2} \overline{\rho U_i'U_i'U_j'} \right) - \overline{\rho U_i'U_j'} \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \rho g_j - \mu \frac{\partial U_i'}{\partial X_j} \left(\frac{\partial U_i'}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j'}{\partial X_i} \right) \quad (61c)$$

De første to led på ligningens venstre side svarer til ændringen i den turbulente kinetiske energi med hensyn til middelstrømningen. De tre led i parentesen svarer til omfordeling af den turbulente kinetiske energis komponenter (u' og v') med hensyn til tryk fluktuationer, diffusion (viskos) og turbulent transport. Det næste led omfatter turbulensdannelse ved Reynolds forskydninger og de sidste led angiver hhv. arbejdet mod tyngdekræfterne samt spredningen af den turbulente kinetiske energi pr. volumen enhed.

Udtrykket $-\overline{U_j'p'} - \frac{1}{2} \overline{\rho U_i'U_i'U_j'}$ modelleres som en diffusiv proces ved:

$$-\overline{U_j'p'} - \frac{1}{2} \overline{\rho U_i'U_i'U_j'} = \frac{\mu_T}{Pr_k} \frac{\partial k}{\partial X_j} \quad (62)$$

hvor Pr_k skal opfattes som et turbulent Prandtl tal, som er en konstant for strømningen. Ved anvendelse af Boussinesq antagelse på andet led i ligning 61c's højreside haves:

$$-\rho \overline{U_i'U_j'} = \tau_T \equiv \mu_T \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\mu_T \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \rho k \right) \quad (63)$$

Det sidste led i ligning 61c er spredningen af den turbulente kinetiske energi pr. volumen enhed, $\rho \cdot \epsilon$, hvor ϵ (bestemt ved dimensionsanalyse) kan skrives som:

$$\varepsilon = \frac{C_D k^{3/2}}{l} \quad (64)$$

her er C_D er en empirisk konstant. Med omskrivningerne i ligningerne 62-64 kan transportligningen for k skrives som:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\left[\mu + \frac{\mu_T}{Pr_k} \right] \frac{\partial k}{\partial X_j} \right) + \left[\mu_T \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\mu_T \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \rho k \right) \right] \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \rho g_i - \frac{C_D \rho k^{3/2}}{l} \quad (65)$$

I ligning 65, har man fundet god overensstemmelse mellem eksperimenter og beregninger når $Pr_k \approx 1$ og $C_D \approx 0,164$, hvis l er den normale karakteristiske længde (jvf. side 14).

Ligning 65 kan nu diskretiseres og løses. Derved bestemmes k . Når k er bestemt, kan μ_T findes ud fra ligning 60. Dermed kan Reynolds forskydninger beregnes, og Navier-Stokes ligninger kan løses.

Denne metode til turbulens modellering er kun gyldig for fuldt udviklet turbulent strømning. Dvs. ovenstående er ikke gældende for strømninger nær overflader. For typiske overfladestrømninger vil det si-ge, at y^+ skal være større end 30. Ligesom med Zero-equation modellerne er man nødt til, algebraisk, at specificere den karakteristiske længde for hvirvlerne i den turbulente strømning. Dvs. at man stadig-væk er nødt til at have et stort kendskab til den strømning man ønsker at modellere.

7.2.4. Two-Equation modeller eller k- ε modellen

Turbulens modellerne vil forbedres væsentligt, hvis man ikke er nødt til, at specificere den karakteristi-ske længde for hvirvlerne i den turbulente strømning, l , algebraisk. En indlysende måde at omgå dette på vil være, hvis man angiver en egentlig ordinær differentialligning for l . Det er også blevet gjort for specielle strømningstilfælde [Pletcher], [Malik]. Derudover har man forsøgt at angive en partiel diffe-rentialligning for l , men det har vist sig, at disse ligningerne er svære at modellere. I stedet er der op-nået større succes med en partiel differentialligning, hvor l ikke indgår direkte, men hvor en parameter relateret til l indgår. En af de mest anvendte parametre er spredningen af den turbulente kinetiske energi, ε , hvor l , ved en omskrivning af ligning 64, skrives som:

$$l = \frac{C_D k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (66)$$

Den turbulente viskositet, μ_T , kan findes som [Lauder & Spalding]:

$$\mu_T = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad \text{hvor} \quad C_\mu = C_D^{4/3} \quad (67)$$

hvor spredningen af den turbulente kinetiske energi, ε , findes ved sin egen transport ligning:

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\left[\mu + \frac{\mu_T}{Pr_\varepsilon} \right] \frac{\partial \varepsilon}{\partial X_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_T \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\mu_T \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \rho k \right) \right] \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \rho g_i - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (68)$$

og den turbulente kinetiske energi findes ved ligning 65.

Det første led på ligningens venstre side svarer til ændringen af ϵ med hensyn til viskos diffusion. Det næste led omfatter ændringen af ϵ ved Reynolds forskydninger, og det sidste led angiver spredningen af ϵ mht. den turbulente kinetiske energi. Typiske værdier for konstanterne i ligningerne 65 og 68 er givet i Tabel 7-2:

$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	Pr_k	Pr_ϵ
1,44	1,92	1,0	1,3

Tabel 7-2: Model konstanter for k- ϵ modellen.

Denne standard k- ϵ model bør ikke anvendes i det viskose grænselag, fordi overfladernes dæmpende påvirkninger ikke er medtaget i modellen. I grænselagene bør man i stedet for bruge en vægfunktion eller f.eks. en *low Reynolds number k- ϵ model*, som inkluderer overfladernes dæmpende effekter. Med disse forudsætninger, er der gode erfaringer med k- ϵ modellen.

7.2.5. Andre turbulens modeller

For at afrunde beskrivelsen af turbulens modeller, skal der her gøres opmærksom på, at der er en anden stor gruppe af turbulens modeller, som ikke er blevet nævnt i dette notat. Modellerne kaldes for Reynolds forskydnings modeller (*Reynolds Stress Models*). Den afgørende forskel mellem Reynolds forskydnings modeller og de gennemgåede modeller er, at Reynolds forskydnings modeller **ikke** antager, at der er en lineær sammenhæng mellem forskydningerne og hastighedsgradienterne. Dvs.:

$$-\rho \overline{u'v'} \neq \mu_{T,xy} \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)$$

Disse modeller er mere generelle end de modeller, der er baseret på Boussinesq's antagelse. Modellerne antages derfor at give bedre resultater ved simulering af strømninger, hvor der forekommer meget pludselige og kraftige ændringer i hastighedsgradienterne.

7.3. Litteraturliste til appendiks

- | | |
|--|--|
| Bird, R.B.
Steward, W.E.
Lightfoot, E.N. | Transport Phenomena
Wiley International Edition
John Wiley & Sons Inc., 1960
ISBN-nr.: 0-471-07395-4 |
| Boussinesq, J. | Theorie de l'ecoulement tourbillant et tumultueux des liquides dans les lits rectilignes á grande section
Comptes Rendus de l'Académie des Sciences, CXXII, 1896
pp. 1290-1295 |
| Ferziger, J.H.
Peric, M., | <i>Computational Methods for Fluid Dynamics</i> ,
2 nd printing 1997
Springer
ISBN 3-540-59434-5 |
| Fox, R.W.
McDonal, A.T. | Introduction to Fluid Mechanics
3. edition
John Wiley & Sons Inc., 1984
ISBN-nr.: 0-471-82106-3 |
| Hirsch C. | Numerical Computation of Internal and External flows
Fundamentals of Numerical Discretization, 1988, Vol. 1,
John Wiley & Sons, Ltd, London. |
| Launder, B.E.
Spalding, D.B. | The Numerical Computation of Turbulent Flows
Comput. Methods Appl. Mech. Eng., Vol. 3. pp. 269-289
1972 |
| Malik, M.R.
Pletcher, R.H. | A study of Some Turbulence Models for Flow and Heat Transfer in Ducts of annular Heat Cross-Section
J. Fluids Eng., Vol. 103, pp. 146-152
1981 |
| Patankar S.V. | Numerical Heat Transfer and Fluid Flow
Hemisphere 1980,
Publ.Corp. |
| Pletcher, R.H. | Prediction of Incompressible Turbulent Separating Flow
J. Fluids Eng., Vol. 100, pp. 427-433
1978 |
| Rodi, Wolfgang | Turbulence Models and their Application in Hydraulics - A State of the Art Review
3. edition
A.A. Balkema, Rotterdam / Brookfield, 1993
ISBN-nr.: 0 5410-504 |
| Tannehill, J.C., Anderson,
D.A., Pletcher, R.H. | Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer
2. edition
Taylor & Francis, 1997
ISBN- nr: 1-56032-046-X |
| Tennekes, H.
Lumley, J.L. | A first course in Turbulence
MIT Press, Cambridge, 1973
Mass. XIII+300 pp. |

7.4. Symbol liste til appendiks

Latinske bogstaver:

A	areal	$[L^2]$
c	specifik varmekapacitet	$[L^2/t^2T]$
F	kraft	$[ML/t^2]$
g	tyngdeacceleration	$[L/t^2]$
h	enthalpi	$[ML^2/t^2]$
k	turbulent kinetisk energi	$[L^2/t^2]$
l	længde	$[L]$
m	masse	$[M]$
p	tryk	$[M/Lt^2]$
P	impuls	$[ML/t]$
Pr	Prandtl's tal	$[-]$
q	varmestrøm	$[ML^2/t^3]$
t	tid	$[t]$
T	temperatur	$[T]$
u	hastighed i x-retning	$[M/t]$
U	indre energi	$[ML^2/t^2]$
v	hastighed i y-retning	$[M/t]$
V	middelhastighed	$[L/t]$
w	hastighed i z-retning	$[M/t]$

Græske bogstaver:

δ_{ij}	Kroneckers delta	$[-]$
λ	varmeledningsevne	$[ML/t^3T]$
μ	kinematisk viskositet	$[L^2/t]$
ρ	massefylde	$[M/L^3]$
σ	normalforskydning	$[M/t^2L]$
τ	tangentialforskydning	$[M/t^2L]$

Indices:

akk	akkumuleret
c	konstant volumen
f	kraft
ind	indadgående
konv	konvektion
k	kinetisk energi
ledn	ledning
r	reference
T	turbulent
ud	udadgående
x	x-retning
y	y-retning
z	z-retning

Overstregninger og 'høj skrift':

—	middelværdi
→	vektor
'	fluktuerende variabel