

Hovedrapport

Energistyrelsen - EFP 2007

UDVIKLING OG DEMONSTRATION AF LAVENERGI- FJERNVARME TIL LAVENERGIBYGGERI

Marts 2009



TEKNOLOGISK
INSTITUT

LOGSTOR

DTU Civil Engineering
Department of Civil Engineering

COWI

Danfoss

 ENERGI TJENESTEN

Teknologisk Institut

Energi og Klima

Forord

Projektet *Udvikling og demonstration af lavenergifjernvarme til lavenergibyggeri* er støttet af Energistyrelsen gennem energiforskningsprogrammet EFP 2007 og gennemført af følgende projektkonsortium med Teknologisk Institut som projektleder:

Teknologisk Institut:	Christian H. Christiansen, Otto Paulsen & Benny Bøhm.
Danfoss A/S:	Jan Eric Thorsen
LOGSTOR A/S:	Christian Ting Larsen & Bjarne K. Jepsen
COWI A/S:	Peter Kaarup Olsen, Henning Lambertsen & Reto Hummelshøj
DTU-BYG:	Svend Svendsen, Jianhua Fan & Simon Furbo
Energitjenesten:	Jacob Worm & Johs. Didriksen

Denne hovedrapport er en sammenfatning af projektets resultater, som yderligere er dokumenteret i form af en række delrapporter og artikler. Disse er vedlagt hovedrapporten som appendiks:

Appendiks 1 *A New Low-Temperature District Heating System for Low-Energy Buildings* og Appendiks 2 *Consumer Unit for Low Energy District Heating Net* er papers på engelsk præsenteret ved *11th International Symposium on District Heating and Cooling* den 31. august til den 2. september 2008 i Reykjavik, Island. De 2 papers giver henholdsvis en overordnet beskrivelse af forudsætningerne for projektets systemdesign og en mere detaljeret beskrivelse af baggrunden for den fjernvarmebeholderunit, der er udviklet i projektet. Resultaterne er præsenteret et halvt år før projektafslutning og der kan derfor forekomme mindre afvigelser i forhold til de endelige resultater.

Appendiks 3 indeholder delrapporten *Analyse og design, fjernvarmeforsyning*, som beskriver designkonceptet og analyserer konceptet i forhold til traditionelle fjernvarmeløsninger og i forhold til varmepumpeløsninger, der vil være det mest nærliggende alternativ til lavenergibyggeri.

Appendiks 4 indeholder delrapporten *TRNSYS Simulation of the Consumer Unit for Low Energy District Heating Net*. Delrapporten beskriver simuleringsmodellen for projektets fjernvarmeunits, resultatet af forskellige parametervariationer og sammenligning med test udført på prototypen.

Appendiks 5 indeholder et produktblad for prototypen til fjernvarmebeholderuniten med specifikationer, som ved projektets afslutning.

Appendiks 6 indeholder testresultater for prototypen til det rør, der er udviklet i projektet.

Appendiks 7 indeholder sammenfatning fra fokusgruppemøde.

Marts 2009, Teknologisk Institut, Christian Holm Christiansen, Projektleder

Summary

The project describes a design concept for district heating supply of low energy houses based on 24 hour equalizing of load and very low district heating flow temperatures. District heating is a very flexible system in terms of utilizing waste heat from CHP-plants, refuse incineration and industrial processes as well as renewable energy sources in an energy efficient manner. However, in relation to district heating for low energy houses there are some challenges according to investment costs and costs related to heat loss from distribution network. The objective of the project is to develop a design concept that will reduce these costs and be a 'de facto' standard of district heating to low energy houses. The design concept is based on a new type of consumer station with a domestic hot water plate heat exchanger connected to a tank on the district heating primary side. To specify design and operating parameters a simulation model of the consumer station was developed in TRNSYS. Different parameters were investigated e.g. tank size (60-200 liter) and charge flow (120-14 kg/h). An area of 92 single family houses classified as 'class 1' (42.6 kWh/m²) according to the Danish Building Regulation was chosen as reference area. Hydraulic and thermal analysis in the calculation tool TERMIS were used to lay out the distribution network based on pre-insulated twin-pipes (supply and return in same casing pipe) with low-lambda PUR insulation and diffusion barrier. The design concept is compared with 3 other types of district heating systems. For a traditional system with single pipes and high district heating temperatures, the heat loss of the distribution network is calculated to 36%. In comparison, the distribution loss of the design concept can be as low as 12%. The total investment costs are almost equal for the 4 systems. In the new design concept, the cost of distribution network is reduced due to the use of smaller dimensions and twin-pipes. Though, the consumer station is more expensive. A socio-economic calculation of the design concept and an alternative solution with individual heat pumps shows that district heating is a competitive solution. A prototype of the consumer station is built and relevant operating characteristics have been tested. Furthermore a prototype of a flexible twin pipe in very small dimensions 14/14/110 mm (outer diameter of flow pipe/return pipe/casing pipe) was produced and the heat conductivity was assessed by measurements to 0.022-0.024 W/(mK) which is in correspondence with the expectations and the values used in the analysis. Finally 2 demonstration areas have been appointed for the next phase of the project.

The project 'Development and Demonstration of Low-Energy District Heating for Low-Energy Buildings' is financial supported by the research programme EFP-2007 under the Danish Energy Authority and was carried out of a consortium with: Danish Technological Institute (Project manager), LOGSTOR A/S, Danfoss A/S, COWI A/S, Technical University of Denmark – Department of Civil Engineering and Energy Service Denmark (Energitjenesten).

Annex 1 and 2 are 2 papers in English *A New Low-Temperature District Heating System for Low-Energy Buildings* and *Consumer Unit for Low Energy District Heating Net* presented at the 11th International Symposium on District Heating and Cooling August 31 to September 2008 in Reykjavik, Iceland. Also Annex 4 *TRNSYS Simulation of the Consumer Unit for Low Energy District Heating Net* is written in English. All other contributions to this report are in Danish

Resumé

Der er udviklet et designkoncept for fjernvarme til lavenergibyggeri, som er baseret på at udjævne forbruget over døgnet og reducere fremløbstemperaturen til forbrugerne mest muligt. En ny type fjernvarmeunit med varm brugsvandsforsyning gennem gennemstrømningsveksler tilsluttet en beholder på fjernvarmens primærside gør det muligt. Til at bestemme design- og driftsparametre er opbygget en simuleringsmodel i TRNSYS af fjernvarmeuniten, hvor bl.a. beholderstørrelse (60-200 liter) og dimensionerende ladeflow (120-14 kg/h) er bestemt. For et område med 92 lavenergienfamiliehuse svarende til BR08's energiramme for lavenergiklasse 1 (42,6 kWh/m²) er der udlagt et ledningsnet på baggrund af hydrauliske og termiske analyser i beregningsprogrammet TERMIS. Ledningsnettet er opbygget i twinrør isoleret med en effektiv PUR-skum med diffusionsbarriere. Designkonceptet er sammenlignet med 3 andre typer fjernvarmesystemer. For et traditionelt system med enkeltrør og høje fjernvarmetemperaturer beregnes et varmetab på 36 %, hvor varmetabet for det nye designkoncept er helt ned til 12 %. Der er minimal forskel på anlægsomkostningerne for de 4 fjernvarmesystemer. I det nye designkoncept er udgifterne til rør reduceret væsentligt på grund af mindre dimensioner og twinrørsløsningen. Til gengæld er fjernvarmeuniten lidt dyrere i det nye designkoncept. Der er foretaget en samfundsøkonomisk vurdering af systemerne og af en alternativ løsning, hvor der installeres individuelle varmepumper i stedet for fjernvarme. Resultatet er, at fjernvarme er fuldt konkurrencedygtigt med varmepumper. Der er udviklet en prototype fjernvarmeunit, som er dokumenteret ved forskellige test. Desuden er der udviklet prototype fjernvarmerør i twinudførelse og i meget små dimensioner 14/14/110 mm. (fremløb-/retur-/kappediameter). Varmledningsevnen for PUR-skummet i røret er bestemt ud fra test til 0,022-0,024 W/(mK), hvilket er i overensstemmelse med forudsætningerne i analysen. 2 demonstrationsområder er identificeret for demonstration af konceptet i næste fase af projektet.

Indholdsfortegnelse

Side

Summary	3
Resumé	4
1 Indledning	6
1.1 Baggrund	6
1.2 Formål.....	6
1.3 Projektbeskrivelse.....	6
2 Analyse og fastlæggelse af designkoncept	9
2.1 Designkoncept	9
2.1.1 Varmebehov til rumvarme og varmt brugsvand	9
2.1.2 Fjernvarmebeholderunit.....	10
2.1.3 Fjernvarmerør.....	11
2.1.4 Fjernvarmesystem	12
2.2 Analyser af fjernvarmebeholderunit	13
2.2.1 Konklusioner	14
2.3 Analyser af ledningsnet.....	16
2.3.1 Konklusioner	16
2.4 Analyse af samfundsøkonomi og miljø	17
2.4.1 Konklusioner	18
2.5 Fokusgruppe	18
2.6 Kravspecifikation.....	19
3 Udvikling og test af prototyper	20
3.1 Fjernvarmebeholderunit	20
3.1.1 Funktion og layout	20
3.1.2 Dokumentation	21
3.1.3 Konklusioner	22
3.2 Fjernvarmerør	23
3.2.1 Dokumentation	23
3.2.2 Konklusioner	23
3.3 Review	24
4 Demonstration og formidling	25
5 Referencer	26
6 Appendiks	27

1 Indledning

Denne rapport sammenfatter resultaterne af EFP 2007-projektet *Udvikling og demonstration af lavenergifjernvarme til lavenergibyggeri*. For et hurtigt overblik henvises til resumé og summary først i rapporten.

1.1 Baggrund

Fjernvarme er en enestående fleksibel forsyningsform, der dels kan udnytte spildvarme fra kraftvarme og industrielle processer, dels kan anvende mange forskelligartede brændsler og varmekilder herunder vedvarende energi. Fjernvarme dækker 60% af Danmarks varmforsyning og forsyner 1,5 mio. boliger hvoraf 700.000 er enfamiliehuse. Der er en lang tradition for fjernvarme i Danmark, men EU's politik på energibesparelsesområdet stiller så skrappe krav til bygningers energiforbrug, at hele fjernvarmebranchen må gentænke måden at producere, distribuere og anvende fjernvarme på for at det fortsat er driftsøkonomisk rentabelt i lavenergibebyggelser.

Flere undersøgelser [1], [4], har de senere år vist, at fjernvarmesystemer udlagt med traditionel teknologi kun vanskeligt kan konkurrere med individuelle løsninger, som fx varmepumper i lavenergibyggeri. Hvis fjernvarmeforsyning fremover skal anvendes i lavenergibebyggelser, klasse 1 og 2, er der behov for nyudvikling og et radikalt opgør med vanetænkning i anlægsdimensioneringen.

1.2 Formål

Med baggrund heri er det projektets formål at udvikle et designkoncept for fremtidens fjernvarme, der ved at anvende nye teknologier, materialer og driftsformer kan reducere effektbehov og totalomkostningerne ved fjernvarme og danne grundlag for en ny "de-facto" standard for fjernvarme til lavenergibyggeri på fjernvarmeindustriens nationale og internationale markeder.

1.3 Projektbeskrivelse

Projektet tager afsæt i lave fjernvarmetemperaturer og fuld udnyttelse af de muligheder, der er for at levere fjernvarme ved små effekter/flow, hvis belastningen til rumvarme og især brugsvand udjævnes over døgnet.

Til effektuering af designkonceptet udvikles prototyper for hovedkomponenter i distributions- og anvendelsesleddet og konceptet demonstreres i en udvalgt nyudstykning.

Projektet opdeles i 3 faser:

1. Analyse og fastlæggelse af designkoncept
2. Udvikling og test af prototyper
3. Demonstration af samlet designkoncept

Denne ansøgning vedrører udelukkende fase 1 og 2 af projektet.

Fase 1: Analyse og fastlæggelse af designkoncept

Fase 1.1 Pre-design

Med udgangspunkt i planlagte laveenergibebyggelser, bl.a. Ullerødbyen (800 laveenergiboliger klasse 1 og 2, se bilag 1) ved Hillerød foretages en indledende analyse for fastlæggelse af rammerne for designkoncepterne/systemløsningerne.

Fase 1.2 Analyse

På baggrund af pre-designet foretages termiske og hydrauliske analyser vha. programmet som TERMIS og FLOWMASTER. Transidienter ved forskellige forbrugsprofiler kan analyseres med AQUIS. Som input til netværksprogrammerne og til optimering af brugerinstallationerne opbygges en særskilt beregningsmodel.

Fase 1.3 Fokusgruppe

Sideløbende med pre-design og analyser vil der blive afholdt et fokusgruppemøde, hvor slutbrugere, forsyningsselskaber og entreprenører inviteres til at deltage i den innovative proces.

Fase 1.4 Kravspecifikation

Afsluttende opstilles generelle kravspecifikationer for rørsystem, fjernvarmeunits og den samlede anlægsopbygning.

Fase 2: Udvikling og test af prototyper

På baggrund af analysen og kravspecifikationerne udvikles prototyper for fjernvarmeunit og rørsystem. Prototyperne udvikles med særligt henblik på enfamilieboliger, hvor der er det største potentiale for energibesparelser.

Fase 2.1 Fjernvarmebeholderunit

Med henblik på at udjævne effektbehovet tænkes prototypen opbygget med en fjernvarmebeholder. Fjernvarmebeholderen opbygges med en sekundær kreds med gennemstrømningsvandvarmer, hvorigennem der kan trækkes fjernvarme ved store brugsvandsbehov. De uheldige effektspidser/ flow, som i dag er en hindring for reduktion af gade- og stikledningers dimensioner og dermed varmetab kan herved undgås. Til styring og regulering herunder effektbegrænsning (flowbegrænsning) opbygges reguleringsstrategi, der implementeres for prototypen.

Fase 2.2 Rørsystem til udjævnet effekt

Prototypen tænkes opbygget som fleksibelt twinrør med dimensioner og optimal placering af returledning på baggrund af de analyserede driftstemperaturer og flowforhold. Der forventes anvendt lavdensitetsisolering for reduktion af lambdaværdien og kostoptimerede isoleringstykker og rørmaterialer for reduktion af produktionsomkostningerne.

Fase 2.3 Dokumentation

Der foretages dokumenterende test i laboratoriet af ydeevne, tab og funktion for rørsystem og fjernvarmebeholderunit.

Fase 2.4 Review

På baggrund af dokumentation fra prototypeudviklingen revurderes forudsætningerne for analysedelen, herunder konfigurationer, tekniske specifikationer, produktions-, anlægs- og driftsomkostninger og den færdige løsning vurderes totaløkonomisk.

Fase 3: Demonstration og formidling (ikke en del af ansøgningen til EFP-2007)

Prototyperne demonstreres i forbindelse med en konkret nyudstykning med lavenergibebyggelse i Ullerødbyen eller tilsvarende. Der gennemføres et måleprogram og resultaterne formidles ved seminarer, gennem Energitjenesten og med artikler i fagtidsskrifter. Det internationale aspekt inddrages ved at belyse konceptets brugbarhed på 2-3 vigtige markeder for den danske fjernvarmeindustri.

2 Analyse og fastlæggelse af designkoncept

Dette afsnit sammenfatter projektets fase 1 *Analyse og fastlæggelse af designkoncept* og er hovedsageligt baseret på delrapporterne og artiklerne i Appendiks 1, 3, 4 og 7. For uddybning henvises til appendiks.

2.1 Designkoncept

Der er i projektet udviklet et designkoncept for fremtidens fjernvarme til lavenergibyggeri med fokus på optimering af investeringer i systemet samt nedbringelse af driftsudgifterne, herunder varmetab.

Designkonceptet er baseret på:

- Lavenergibyggeri, klasse 1 (lavt forbrug)
- En mindre enklave/område af bygninger (ensartede driftsforhold)
- Fjernvarmebeholderunit (udjævnet flow)
- Varmeanlæg udlagt for lav temperatur (gulvvarme og/eller radiator)
- Lave fjernvarmetemperaturer (lavere varmetab)
- Mindre ledninger (lavere varmetab og mindre investeringer)
- Brug af twinrør i alle ledningsstørrelser (lavere varmetab og mindre investeringer)

2.1.1 Varmebehov til rumvarme og varmt brugsvand

Ved udlægning af varmebehov for et givet område beregnes de enkelte bygningers varmebehov individuelt. I projektet er varmebehovet til rumvarme for alle huse udlagt for et 145 m² reference enfamiliehus lavenergiklasse 1 [6]. Et sådant hus er ikke specielt stort i forhold til dagens standard, men tanken er, at hvis det er muligt at lave et rentabelt fjernvarmesystem til denne størrelse huse, så er konceptet også anvendeligt for større huse, hvor et større varmebehov sikrer et større varmesalg. Der opføres også mindre huse, men disse er typisk rækkehuse. Tættere liggende boliger giver større varmetæthed i nettet, dvs. kortere rørlængder og mindre varmetab pr. leveret fjernvarmeenhed. Dermed vurderes konceptet brugbart for de fleste nye huse.

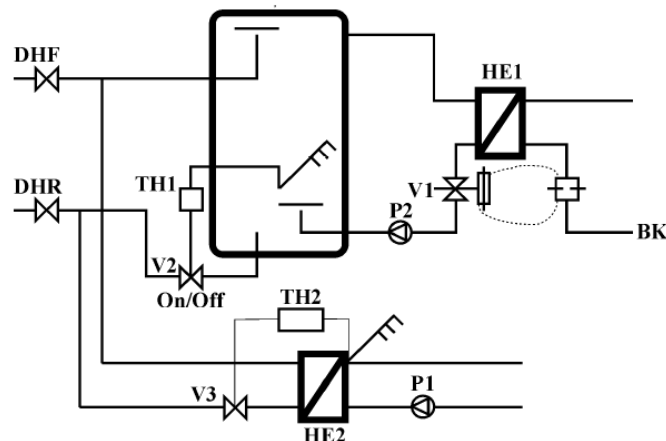
Varme- og brugsvandsbehov er udlagt efter forventelig praktisk brug af huset. Det vil sige rumtemperaturer på 24°C i badeværelser og 22°C husets øvrige rum og et brugsvandsbehov på 2300 kWh, se Appendiks 3. Gennemsnitsvarmebehovene fremgår af tabel 1.

Gennemsnitsvarmebehov i referencehuset	kWh/år
Varmt brugsvand	2.300
Rumopvarmning	4.450
Totalt	6.750

Tabel 1 Årlige varmebehov i referencehuset.

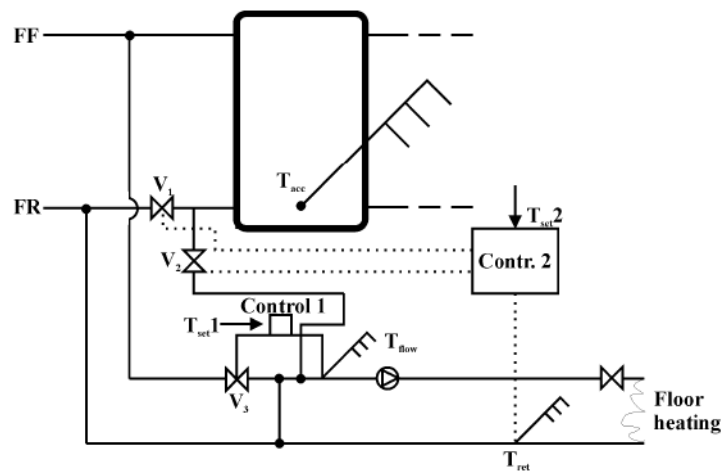
2.1.2 Fjernvarmebeholderunit

En ny type unit med en beholder til fjernvarmevand er udgangspunkt for konceptet. Det varme brugsvand produceres vha. af en veksler, der på primærsiden forsynes fra beholderen med en flowaktiveret pumpe. Den grundlæggende idé er, at en beholder med fjernvarmevand kan lades med et meget lille flow og en rigtig god afkøling. På den måde jævnes belastningen ud over en stor del af døgnet, så kravene til ledningsdimensioner minimeres. Varme til varmeanlægget leveres som et direkte system med blandesløjfe eller som et indirekte system med en varmeveksler. Princippet er skitseret i figur 1



Figur 1 Princip for fjernvarmeunit med beholder til fjernvarmevand

I en variant af princippet kan vand fra fjernvarmebeholderen ledes over i et gulvvarmeanlæg, når temperaturen i bunden af beholderen stiger til et anvendeligt niveau. En styring sørger for at åbne og lukke de nødvendige ventiler. Varianten er skitseret i figur 2.



Figur 2 Princip for fjernvarmeunit med beholder til fjernvarmevand og udtag for gulvvarme

Konstruktionen med en fjernvarmebeholder på primærsiden betyder, at der kan køres med fjernvarmetemperaturer hos forbrugeren ned til 50 °C og ved denne fjernvarmetemperatur produceres varmt vand på brugsvandsveksleren på ca. 45 °C.

2.1.3 Fjernvarmerør

I konceptet er det valgt at anvende twinrør, klasse 2, alle med diffusionsbarrierer, der forhindrer cellegassen i PUR-skummet i at diffundere ud gennem kappen med forringelse af rørenes isoleringsegenskaber over tid til følge. Der anvendes fleksible rør med medierør i alupez for dimensionerne 14-32 mm og lige rør med medierør i stål over denne størrelse helt op til 200 mm. I projektet er anvendt rørdata leveret af LOGSTOR, som angivet i tabel 2 og 3. Varmetabet i tabellerne er det totale varmetab for frem og retur og opgivet for temperatursættet $T_{frem}/T_{retur}/T_{jord} = 55/25/8$ °C.

AluFlex twinrør - klasse 2		
Tryktrin PN10		
Dimension (medierør)	Kappediameter	Varmetab
$d_{frem}-d_{retur}$	D	Total
Mm	mm	W/m
14-14	110	2.84
16-16	110	3.09
20-20	110	3.66
26-26	125	4.05
32-32	125	5.07

Tabel 2 Rørdata for LOGSTOR AluFlex twinrør.

Stål twinrør - klasse 2		
Tryktrin PN25		
Dimension (medierør)	Kappe-diameter	Varmetab
$d_{frem}-d_{retur}$	D	Total
mm	mm	W/m
42-42 (DN 32)	182.7	4.96
48-48 (DN 40)	182.7	5.81
60-60 (DN 50)	227.9	5.62
76-76 (DN 65)	256.1	6.57
88-88 (DN 80)	283.8	7.34

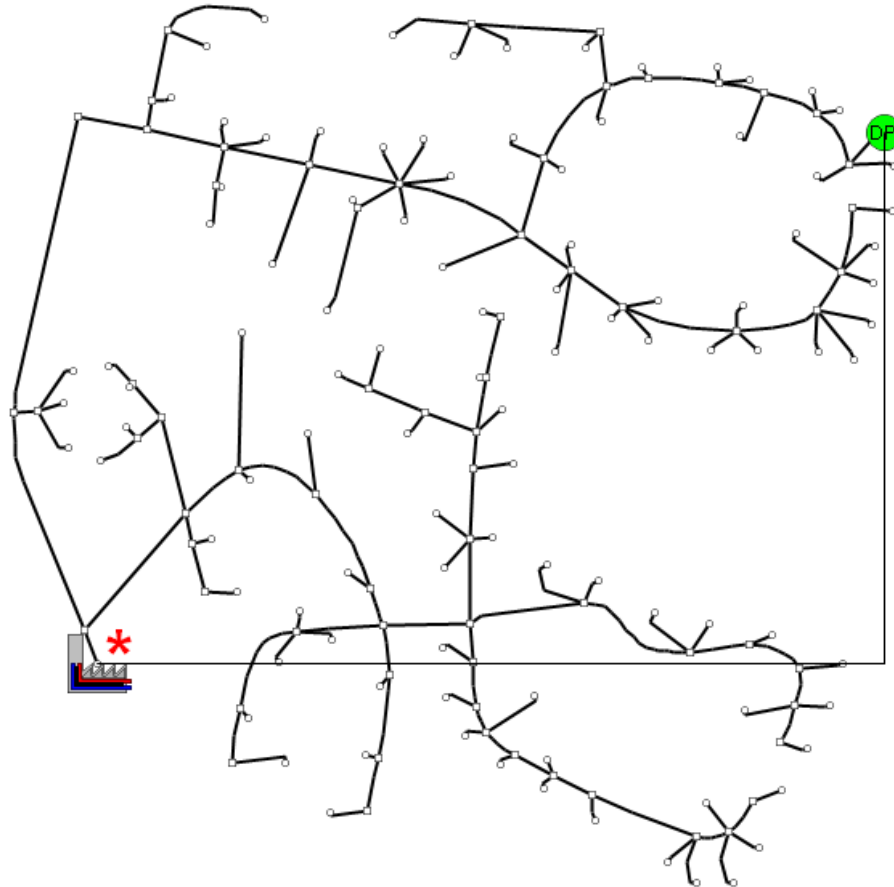
Table 3. Rørdata for LOGSTOR stål twinrør.

2.1.4 Fjernvarmesystem

Fjernvarmesystemet udlægges som et selvstændigt ledningsnet for at have et højt differenstryk, som kan sikre små ledninger. Desuden varieres fremløbstemperaturen på værket, så der holdes en minimumstemperatur hos forbrugerne på 50 °C. Begge tiltag er medvirkende til at minimere varmetabet fra ledningsnettet. Konceptet tager udgangspunkt i følgende designforudsætninger:

- Maksimum hastighed 2,0 m/s.
- Maksimum trykniveau 10 bar(g) (system med 6 bar(g) også muligt)
- Minimum trykniveau 2,0 bar(g).
- Differenstryk hos forbruger: 0,5 bar.
- Minimum temperatur hos forbruger: 50 °C.
- Maksimum temperatur af forsyning: 70 °C
- Bypass for enden af alle gadeledninger

Et byområde er valgt som reference i forbindelse med udlægning af lavtemperaturfjernvarmenettet. Det valgte område er en del af Ullerødbyen i Hillerød Kommune. Området er i dag på planlægningsstadiet, men er udlagt til bebyggelse og energiforsyning med høj energieffektivitet. Figur 3 viser ledningsnettet for et referenceområdet med 92 enfamiliehuse, der tænkes opført som lavenergiklasse 1 huse.



Figur 3 Oversigt over ledningsnet med 92 forbrugere i Ullerødbyen

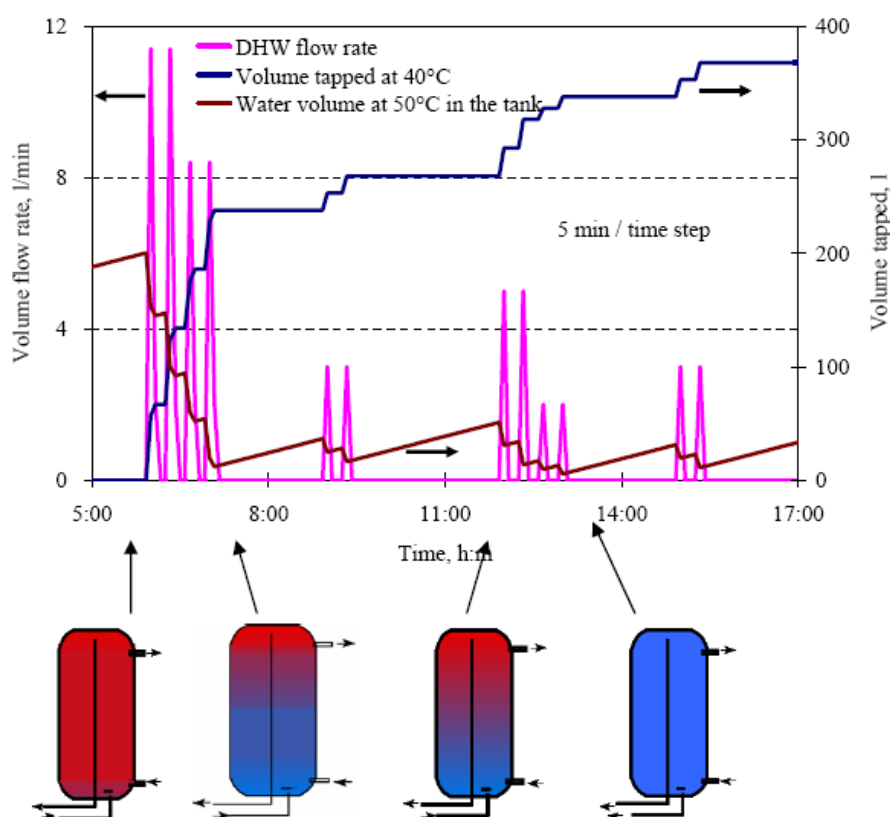
I konceptet placeres ledningstracé på traditionel vis i vejen. I referenceområdet sker varmforsyning fra vekslerstation placeret i den sydlige del af nettet af hensyn til senere sammenkobling med øvrige områder mod syd. Der er ikke foretaget optimering af nettet med fokus på reduktion af den samlede ledningslængde.

2.2 Analyser af fjernvarmebeholderunit

Som input til prototyper og fjernvarmesystem er der opbygget en model i simuleringværktøjet TRNSYS til parameteranalyse af forskellige design- og driftsparametre. Følgende er analyseret i forhold til fjernvarmebeholderuniten:

- Det daglige forbrug af varmt brugsvand
- Beholderstørrelser og ladeflow
- Materialevalg til fjernvarmebeholderen
- Valg af brugsvandsvarmeveksler
- Forskellige scenarier for drift og konfiguration

Princippet for beholderdriften i forbindelse med taping af varmt brugsvand er vist på figur 4, hvor resultaterne er fremkommet ved simulering med modellen og et tappeprofil, der tager udgangspunkt i DS 439.



Figur 4 Tappeprofil for varmt brugsvand for et varmtvandsforbrug på 368 l/døgn (beholder på 220 l). ”DHW flow rate” er flowet af varmt brugsvand i de enkelte tapninger [l/min], ”Volume tapped at 40 °C” er det akkumulerede tappede volumen af 40 °C varmt brugsvand [l] og ”Water volume at 50 °C in the tank” er det volumen af 50 °C varmt fjernvarmevand, der er til rådighed i beholderen på et givet tidspunkt [l].

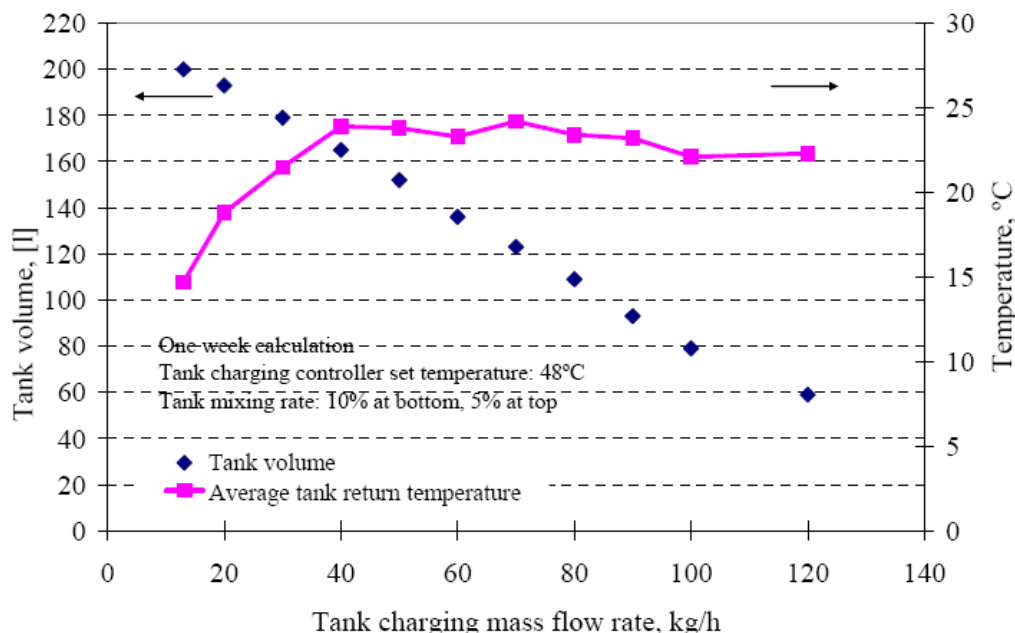
Beholderen lades med et konstant lavt flow det meste af døgnet. I eksemplet på figur 4 er beholderen fuldt opladet kl. 6 om morgenen. Derefter starter den første taping og i løbet af en time er beholderen næsten tømt for varmt fjernvarmevand. Fra kl. 7 til kl. 16 bliver beholderen løbende ladet og afladet som følge af tapninger og kl. 16 er beholderen igen næsten tømt for varmt fjernvarmevand. Fra kl. 16 til kl. 6 den næste dag vil beholderen blive opladet, så den er fuldt opladet, når den første morgentaping kommer.

2.2.1 Konklusioner

Analyserne viser, at det daglige varmtvandsforbrug har en væsentlig betydning for driftsforholdene i fjernvarmebeholderen. Eksempelvis stiger returtemperaturen fra beholderen med 16 °C, hvis varmtvandsforbruget reduceres fra 368 l/døgn til 184 l/døgn for en 200 liter beholder og fjernvarmeflowet til beholderen ikke samtidigt reduceres. For at holde returtemperaturen nede er det derfor nødvendigt med en styring, der kan tilpasse fjernvarmeflowet efter det daglige varmt-

vandsforbrug. Et alternativ er at anvende systemet skitseret i figur 2, hvor en høj returtemperatur fra beholderen kan ledes ned til gulvvarmeanlægget og anvendes der.

I figur 5 ses analyserne af det nødvendige konstante ladeflow for forskellige tankstørrelser sammenholdt med den beregnede returtemperatur fra beholderen. I alle simuleringerne er der anvendt et dagligt varmtvandsforbrug på 368 l/døgn.



Figur 5 Det nødvendige konstante ladeflow for forskellige tankstørrelser sammenholdt med den beregnede returtemperatur fra beholderen. "Tank volume" er beholdervolumenet [l], "Average tank return temperature" er den gennemsnitlige returtemperatur fra beholderen [°C] og "Tank charging mass flow rate" er ladeflowet opgivet som massestrøm [kg/h].

Hvis der ikke var nogen fjernvarmebeholder skulle ladeflowet være op til 760 kg/h for at opfylde det anvendte tappeprofil. For en 60 liters beholder kan dette flow reduceres til 120 kg/h og for en 200 liters beholder helt ned til 14 kg/h. Det betyder at returtemperaturen for en 200 liters beholder kan komme ned på 18,2 °C, hvor den for 60 liters beholderen bliver 22,4 °C.

Udover de her viste analyser er der også evalueret på varmetab fra beholderen og på den mængde energi, der kan overføres til gulvvarmeanlægget, når returtemperaturen fra beholderen er høj. Disse størrelser er afhængige af tappeprofilet og beholderdesignet. For fastholdt tappeprofil kan der for små beholdere overføres mere varmt returvand til gulvvarmeanlægget. Varmetabet for beholderen afhænger af den gennemsnitlige temperatur i beholderen (højst for små beholdere) og beholderens overfladeareal (mindst for små beholdere) – alt andet lige. Beholderstørrelsen skal således vælges ud fra en afvejning af ovenstående parametre og de fysiske restriktioner, der kan være til, hvor meget en fjernvarmeunit må fylde.

Simuleringsmodellen har desuden været anvendt til at vurdere hvilken pladevarmeveksler, der skal anvendes i prototypen (XBH37H60) og hvilket materiale fjernvarmebeholderen skal laves af (FE 360).

2.3 Analyser af ledningsnet

Designkonceptet er analyseret i forhold til forskellige typer fjernvarmesystemer karakteriseret ved forskellige typer brugerinstallationer. Udgangspunktet er en referencesituation med "traditionelt" fjernvarmedesign. Følgende scenarier er analyseret:

- **Reference** (Traditionel fjernvarme med bl.a. varmtvandsbeholder, enkelt rør, temperatursæt 80/40 °C).
- **Fjernvarmebeholder unit - FVB** (Nyt koncept, oplagring af fjernvarmevand).
- **Gennemstrømsvarmeveksler unit - GVV**.
- **Varmtvandsbeholder unit - VVB**.

Varmetætheden er afgørende og forskellig fra område til område. I dette projekt baseres analyserne på et område i Hillerød med 92 "traditionelle" parceller, hvorpå der placeres lavenergiklasse 1 huse. Det nye net kobles på det eksisterende fjernvarmenet med en blandesløjfe eller varmeveksler.

2.3.1 Konklusioner

Overordnet set kan der konkluderes, at de forskellige typer installationer i husene har mindre konsekvenser for det samlede ledningsnet end umiddelbart forventet.

Investeringer

I referencescenariet er investeringerne i ledningsnettet 4,86 mio. DKK. For det nye koncept er investeringerne i ledninger mindre end i referencen. Minimum er 4,25 mio. DKK til scenarie med fjernvarmebeholder (FVB), og maksimum er 4,39 mio. DKK i scenarie med varmtvandsbeholder (VVB).

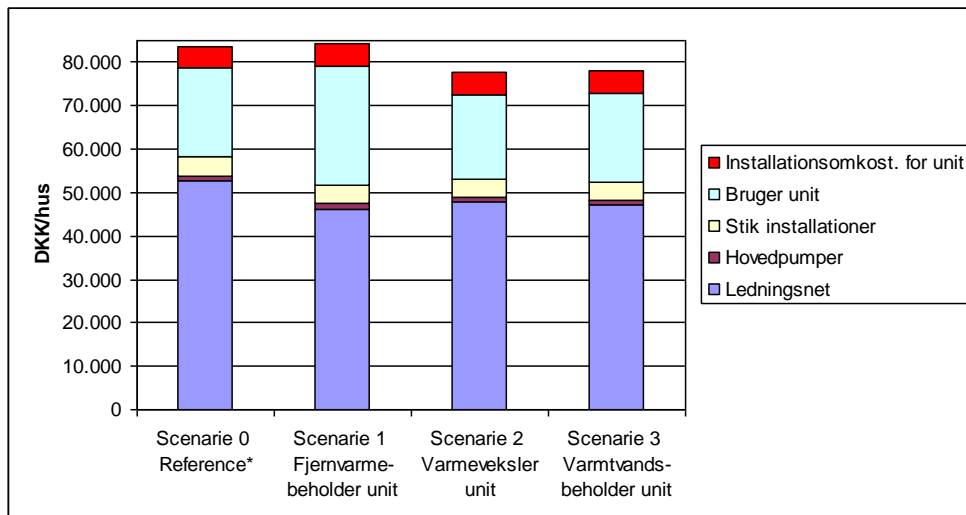
Varmetab

I referencescenariet er varmetabet 36 % af leveret energi til ledningsnettet. I det nye koncept reduceres tabet væsentligt. Varmetabet er størst i scenariet med varmtvandsbeholderen. Dette skyldes primært højere temperaturkrav end til gennemstrømsvarmeveksler og fjernvarmebeholder. Varmetabet er i varmtvandsbeholder scenariet er 16 % af leveret energi til ledningsnettet og i fjernvarmebeholder scenariet er varmetabet 12 % af leveret energi til nettet. Der skal understreges, at der er tale om teoretiske værdier, og at erfaringen siger, at varmetabet typisk er 20 % højere i virkeligheden. Konklusionen er, at der med det optimerede designkoncept kan opnås meget lave varmetab i ledningsnettet på trods af det meget lave varmeforbrug i lavenergihusene.

Pumpeudgifter

Pumpeudgifterne er forskellige, men vil have minimal betydning for den samlede økonomi, da mindste pumpeenergi er ca. 3.700 kWh_{el}/år (gennemstrømsvarmeveksler scenarie) og højeste pumpeenergi er 6.000 kWh_{el}/år (fjernvarmebeholder scenarie). Dette skal ses i forhold til det samlede energibehov hos forbrugerne på 621.000 kWh_{varme}/år.

Figur 6 viser resultaterne for samlet investering pr. bolig:



Figur 6 Anlægsøkonomi pr. bolig for 4 forskellige typer fjernvarmesystemer (4 forskellige brugerinstallationer)

Det fremgår tydeligt, at den største del af anlægsudgifterne går til ledningerne. Bemærk antagelsen om, at systemet kobles på et eksisterende fjernvarmenet. Dermed antages udgifter til produktionsenheder ens for de 4 scenarier og medtages ikke i sammenligningen. Samlet set er der ikke stor forskel pr. bolig for alle de analyserede scenarier.

Forskellen i udgifter mellem scenarie 0 og 3 ligger kun i ledningsnetomkostningerne, da begge scenarier er baseret på samme unittype, varmtvandsbeholder. I det "traditionelle" fjernvarmekoncept (reference) er ledningsudgifter på 4,86 mio. DKK, hvilket er lidt dyrere end det nye koncept med twinrør, hvor udgifterne til ledninger er 4,33 mio. DKK. Af udgifterne til ledningsnettet udgør selve ledningerne ca. 1/3, resten er til jord samt smedearbejde. Dette betyder, at reducerede ledningsdimensioner ikke har den helt store indflydelse på anlægsøkonomien, når man er nede i så små dimensioner, som der er tale om (Maks. dimension er DN65).

Fjernvarmebeholderen og gennemstrømsvarmeveksleren er de bedste unit typer til lavtemperaturfjernvarme. De to unit typer adskiller sig dog væsentligt i kravet til ledningsnettet.

- FVB - Fordelagtig ved tilkobling af nye fjernvarmeledninger i yderkantområder af eksisterende fjernvarmenet, hvor der er lavt differenstryk, da beholder kræver lavt konstant flow.
- GVV - Fordelagtig i områder tættere på værk eller pumpestationer med fornuftigt differenstrykdækning.
- FVB og GVV - Fordelagtig i forbindelse lavtemperaturvarmekilder.

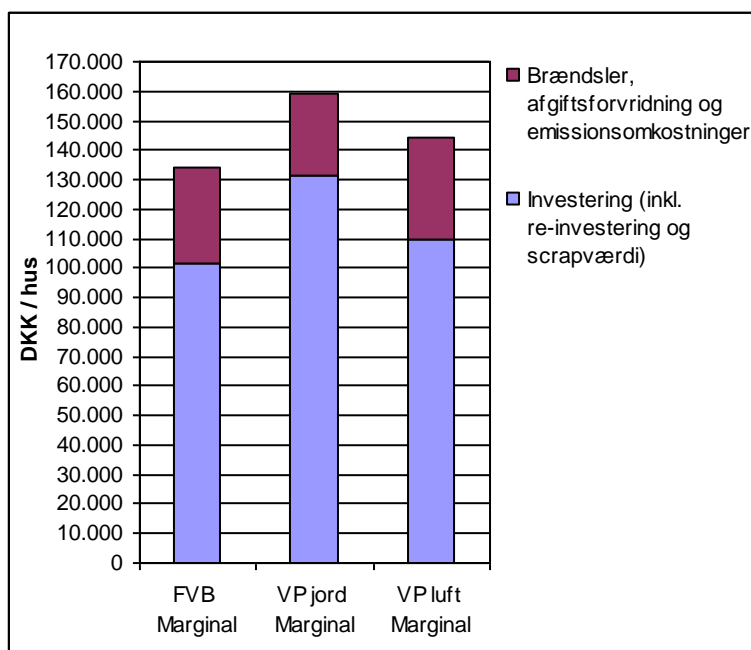
2.4 Analyse af samfundsøkonomi og miljø

Der er opstillet samfundsøkonomisk analyse for dels at kunne belyse økonomien for de forskellige fjernvarmescenarier igennem en årrække (30 år) og dels for at sammenligne lavtemperaturfjernvarme med en konkurrerende varmeteknologi til lavenergihuse, nemlig individuelle varmepumper.

2.4.1 Konklusioner

I ovenstående afsnit blev det nævnt, at der ikke er stor forskel i anlægsudgifterne fjernvarmescenarierne imellem, men vigtigt at bemærke er referencescenariets højere varmetab, hvilket kommer til udtryk i den samfundsøkonomiske beregning, hvor udgiften til brændsler inklusive emissionsomkostninger er væsentligt højere.

Fra den samfundsøkonomiske sammenligning med varmepumper henholdsvis jordvarme og luft-til-vand kan det konkluderes, at lavtemperaturfjernvarme er fuldt konkurrencedygtigt med varmepumper. Med de givne "standard"-antagelser fremstår fjernvarmen endda billigere end begge typer varmepumper. Se figur 7. Af figuren fremgår det, at investering og reinvestering står for de primære omkostninger i løbet af de 30 år, både for fjernvarmen og varmepumperne.



Figur 7 Samfundsøkonomi over 30 år pr. hus for henholdsvis lavtemperaturfjernvarme og varmepumper.

Endvidere er der foretaget en vurdering af de miljømæssige emissioner, for henholdsvis lavtemperaturfjernvarme og varmepumper. Forskellige brændsler er blevet holdt op mod hinanden, og konklusionen er, at ved marginal betragtning ser fjernvarme bedst ud med hensyn til CO₂, mens varmepumperne vinder i forhold til SO₂ og NO₂. Analysen viser dog, at det med biobrændsler er muligt at opnå CO₂-fri fjernvarme, og udledningen af SO₂ og NO_x kan reduceres til samme niveau som varmepumperne. Endvidere kan solvarme og overskudsvarme betyde næsten emissionsfri varmeforsyning, ligesom udbygning af vindkraft medfører lavere emissioner for varmepumper.

2.5 Fokusgruppe

Midtvejs i projektet har der været afholdt et fokusgruppemøde. Formålet med mødet var at få vurderet projektets løsninger og forslag på et tidligt stadie med henblik på at få bekræftet om designkonceptet var på rette spor. Fokusgruppen bestod af en række markante fjernvarme- og boligbranchefolk. Udover en række nyttige input, som projektgruppen tog til sig, bidrog fokusgruppen også med forslag til mulige lokaliteter for projektets fase 3 *Demonstration af samlet designkoncept*, som efterfølgende er blevet forfulgt.

2.6 Kravspecifikation

På baggrund af analyserne og input fra fokusgruppen er det besluttet at bygge en prototype af fjernvarmebeholderen med følgende specifikationer:

- System med iblanding af varm retur fra bunden af beholderen til gulvvarmefremløb
- Maksimale indbygningsmål (H x B x D), mm: 2100 x 57 x 57
- Maksimal beholderstørrelse, liter: 200
- Beholdermateriale: FE 360
- Brugsvandsvarmeveksler: Danfoss XBH37H60
- Reguleringsventil til varmt brugsvand: Danfoss IHPT
- Meget lavt varmetab

Til rørsystemet er det besluttet at bygge en prototype af et fleksibelt twinrør med følgende specifikationer:

- Dimensionerne (fremløb/retur/kappe), mm: 14/14/110
- Medirørmateriale: alupex
- Medierørs godstykkelse, mm: 2 mm
- Medirør placeret symmetrisk omkring twinrørets centrum
- Maksimal varmeledningsevne for PUR-skum, W/(mK): 0,023
- Diffusionsbarriere ved kappe

3 Udvikling og test af prototyper

Dette afsnit sammenfatter projektets fase 2 *Udvikling og test af prototyper* og er hovedsageligt baseret på delrapporterne og artiklerne i Appendiks 2, 5 og 6. For uddybning henvises til appendiks.

3.1 Fjernvarmebeholderunit

Danfoss har i projektet fremstillet en prototype af fjernvarmebeholderunitten. Prototypen har fået betegnelsen Comfort LGS/LGM og der er udarbejdet et prototypedatablad for unitten, se appendiks 5.

Comfort LGS/LGM leveres som standard med blandesløjfe, og Comfort LGM leveres desuden som standard med gulvvarmemanifold. Comfort LGS/LGM er baseret på enten en 120 eller en 175 liters primær beholder. Beholderanlæggene er isoleret med 60 mm polystyren. Den færdige prototype i LGM-udførelse ses på figur 8. Bemærk den praktiske placering af gulvvarmemanifold til 6 gulvvarmeslanger ved siden af den øvrige rørinstallation, som giver plads til den forholdsvis store beholder i et standardkabinet.

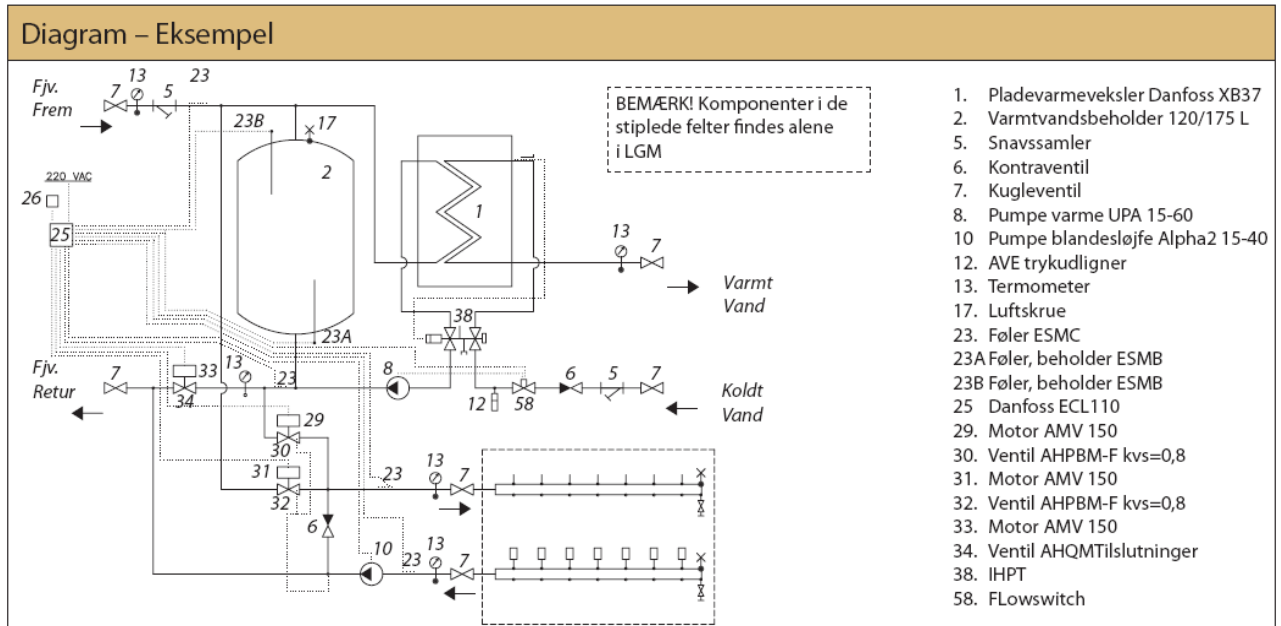


Figur 8 Prototype af fjernvarmebeholderunitten Danfoss Comfort LGM

3.1.1 Funktion og layout

Beholderanlæggene er baseret på en primær beholder, hvori man akkumulerer fjernvarmevand. Varmtvandsforsyningen sker ved hjælp af en tryk- og termostatstyret gennemstrømningsvandvarmer, der er tilsluttet primærbeholderen. Ved varmtvandstapning pumpes beholdervand ind i veksleren, således at belastningen af fjernvarmenettet holdes på et lavt niveau. Når der ikke tappes varmt vand, kan returvandet fra beholderen anvendes som supplement til gulvvarmekredsen. Når returvandet fra beholderen ledes gennem gulvvarmekredsen optimeres afkølingen. Comfort LGS/LGM er forsynet med automatik, der styrer beholdertemperaturen, samt frem-

løbstemperaturen til varmekredsen efter udetemperaturen. Et teknisk diagram med komponenter og layout er vist på figur 9.



Figur 9 Teknisk diagram for prototype af fjernvarmebeholderuniten Danfoss Comfort LGS/LGM

3.1.2 Dokumentation

Der er i forbindelse med prototypeudviklingen lavet forskellige test af delkomponenter.

Lagdeling

For beholderen er der lavet simple lade- og afladningstests til at fastlægge lagdelingen i beholderen og til at verificere TRNSYS simuleringsmodellen. I testene er der monteret temperaturfølere på overfladen af en 200 liters beholder med 0,2 meters afstand, se figur 10.

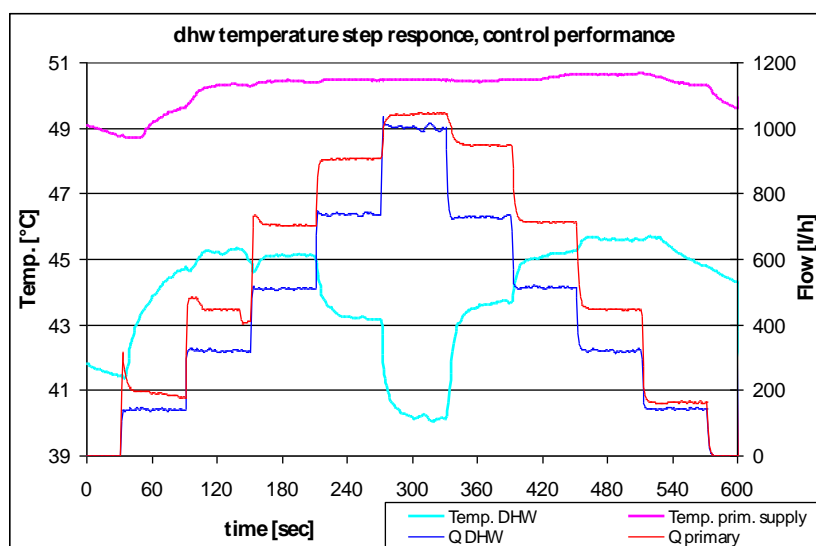


Figur 10 Test af lagdeling i beholderen

Måleresultaterne er sammenlignet med TRNSYS simuleringer under de samme randbetingelser og der er fundet god overensstemmelse med en lille underestimering af den termiske lavdeling i TRNSYS-beregningerne.

Reguleringsventil til varmt brugsvand

Danfoss IHPT-ventilen, der benyttes til at regulere det varme brugsvand er en flowkompenseret termostatisk styret ventil. Den lille temperaturforskel mellem fjernvarmens fremløbstemperatur og brugsvandstemperaturen stiller særlige krav til regulatoren. I figur 11 er vist resultatet af en test, hvor det tappede varme brugsvandsflow er varieret trinvis. For en fremløbstemperatur på ca. 50 °C og en ønsket varm brugsvandstemperatur på 45 °C fås en meget fin regulering i flow-området op til 750 l/h og først ved større flow falder den varme brugsvandstemperatur uden for specifikationerne. Ved de helt små flow vil det tage lidt tid inden temperaturen finder sin hvilestilling.



Figur 11 Temperaturrepons for Danfoss IHPT-ventilen ved forskellige varmt brugsvandstemperaturer

Varmetab

Der er foretaget en indikativ måling af varmetabet fra prototypeenheden ved opvarmning af beholder og rørarrangement til 50 °C ved en rumtemperatur på 20 °C. Under disse betingelser måles varmetabet til ca. 5 W/K. Antages den gennemsnitlige temperatur at være middelværdien af fremløbs- og returtemperaturen for enheden i designsituationen fås en temperaturdifferens på $((50 + 25)/2 - 20) \text{ K} = 17,5 \text{ K}$ svarende til et varmetab på 88 W.

3.1.3 Konklusioner

De vigtigste hovedkomponenter er testet for prototypen. Det er en udfordring, at få plads til alt når der skal være plads til både en stor fjernvarmebeholder, rørinstallation og gulvvarmemanifolder på forholdsvis små indbygningsmål. Unitten er isoleret med 60 mm polystyren på hele kappen. Det vurderes dog, at varmetabet umiddelbart kan halveres fx ved at isolere direkte på beholderen med PUR-skum og arbejde med fjernelse af varme broer.

3.2 Fjernvarmerør

LOGSTOR har i forbindelse med projektet fremstillet et prototyperør i twinudførelse i dimensionerne 14/14/110 mm. (fremløb-/retur-/kappediameter). Medierørerne er i alupex med en indvendig diameter på 10 mm og en centerafstand mellem rørene på 25 mm. LOGSTOR har i projektet produceret i alt ca. 800 meter rør i en kontinuert proces, hvoraf ca. 25 meter er udtaget til test for dokumentation af varmeledningsevne og varmetab. Et tværsnit af det fremstillede rør fremgår af figur 12.



Figur 12 Tværsnit af det fremstillede prototyperør 14/14/110 mm

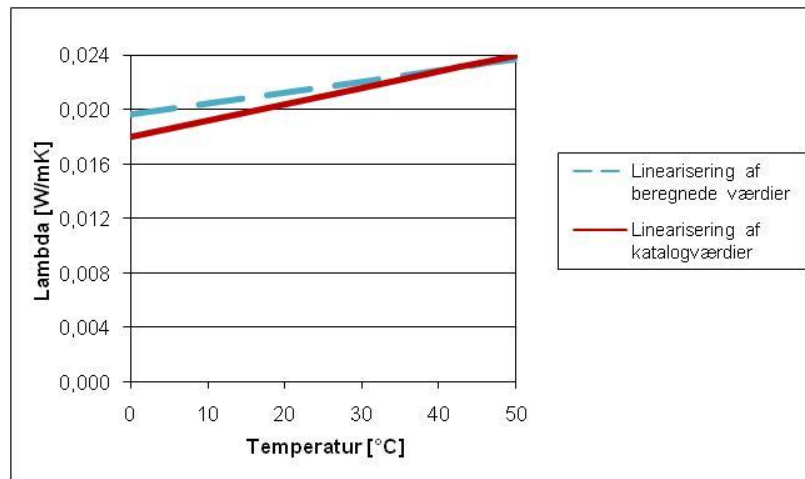
3.2.1 Dokumentation

Til at dokumentere rørets energimæssige egenskaber er der foretaget målinger af varmetabet på Teknologisk Instituts testrig til præisolerede rør. På baggrund af varmetabsmålingerne er varmeledningsevnen, λ ("lambda"), beregnet for PUR-isoleringen i det pågældende twinrør. Modsat enkeltør er det ikke muligt at beregne λ analytisk for twinrør. Derfor er der opbygget en model af røret i Finite Element programmet COMSOL Multiphysics. Ud fra randbetingelser givet ved testkonditionerne er λ ændret indtil at det beregnede og målte varmetab stemmer overens. Fremgangsmåden er gentaget for forskellige medietemperaturer og der er opstillet et lineært udtryk for λ som funktion af rørtemperaturen. Udtrykket er vist i figur 13, hvor det sammenlignes med lineariserede katalogdata for PUR-skum leveret af LOGSTOR. Der er god overensstemmelse mellem de 2 udtryk i temperaturområdet fra 30-50°C, som er det område, hvor der er foretaget målinger af twinrøret og det fremgår at varmeledningstallet, λ , ligger mellem 0,022 og 0,024 W/(mK). Det stemmer fint overens med antagelserne i projektets beregninger af ledningsnet, hvor der anvendes et konstant varmeledningstal på 0,023 W/(mK) for de fleksible rør.

3.2.2 Konklusioner

Der er fremstillet en prototype af et rør ned i nogle dimensioner, der ikke tidligere er produceret af LOGSTOR og med det forventede varmledningstal. Der er anvendt samme PUR-skum, diffusionsbarriere ved kappen og alupex i lighed med det produkt, der markedsføres, som *AluFlex*. I princippet kan returledningen placeres asymmetrisk og der vil kunne opnås et lidt lavere varmetab for rørene. Det kunne også vælges at lægge mere isolering på rørene fx svarende til klas-

se 3. Dog fås med den valgte løsning et system, der er acceptabelt at håndtere, sammenholdt med de generelt lave temperaturer i systemet har et meget lavt varmetab og har en lang levetid både materialemæssigt og egenskabsmæssigt.



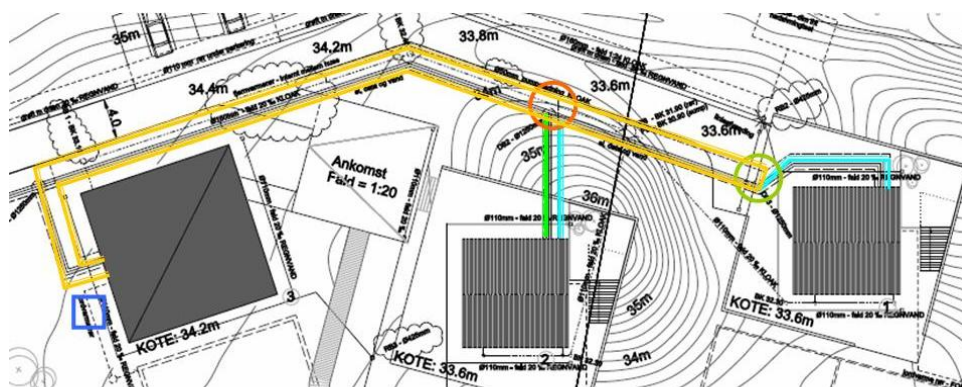
Figur 13 Varmeledningstallet lambda, som funktion af temperaturen

3.3 Review

Der har gennem projektløbet været en tæt koordinering mellem fase 1 og 2. Dokumentationen af prototyperne har derfor ikke umiddelbart givet anledning til at ændre på designkonceptet eller på forudsætningerne for analyserne. Der er stadig rum for optimering af delelementer i designkonceptet fx bedre isolering af unitten. Projektets fase 3 *Demonstration af samlet designkoncept* kan desuden medvirke til at give endnu bedre data for udgifter og driftsforhold, men det forventes ikke at rokke afgørende ved konklusionerne i projektet.

4 Demonstration og formidling

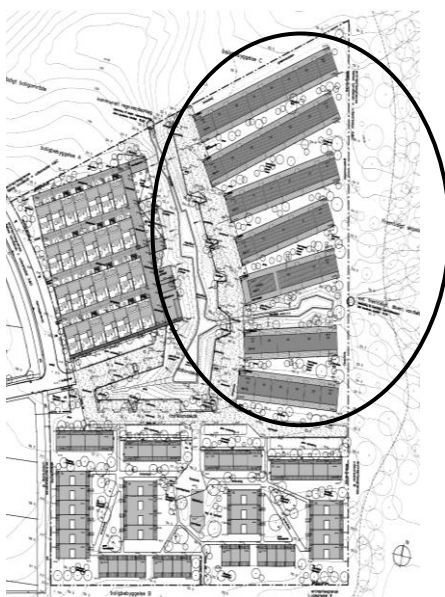
I beskrivelsen af projektets fase 3 er nævnt *Ullerødbyen* ved Hillerød, som muligt demonstrationsområde. Ullerødbyen er imidlertid stadig på planlægningsstadiet, så derfor er der udpeget 2 andre potentielle demonstrationsområder: *EnergyFlexHouse*, der er en testfacilitet under opførelse med 3 lavenergihuse og et lille fjernvarmenet udlagt i overensstemmelse med projektets designkoncept, se skitse af *EnergyFlexHouse* på figur 14.



-  Gadeledning: 26/26/125 mm Twinrør i LOGSTOR Aluflex, Serie 2 med diffusionsbarrierer
-  Stikledning: 20/20/110 mm Twinrør i LOGSTOR Aluflex, Serie 2 med diffusionsbarrierer
-  Stikledning: 14/14/110 mm Twinrør i LOGSTOR Aluflex, Serie 2 med diffusionsbarrierer
-  Brønd med samling og måleudstyr
-  Brønd med bypass og måleudstyr
-  Midlertidig varmforsyning (container med kedel)

Figur 14 Skitse af EnergiFlexHouse testfaciliteten på Teknologisk Institut i Taastrup

Det andet demonstrationsområde under opførelse er Boligforeningen Ringgårdens byggeri af 40 rækkehuse, Lavenergiklasse 1 i Lystrup ved Århus, se skitse af området på figur 15.



Figur 15 Skitse af Boligforeningen Ringgårdens byggeri i Lystrup

5 Referencer

- [1] *Fjernvarmeforsyning af lavenergiområder*, EFP-2001
- [2] *Forsøg med energirigtige stikledninger*, Dansk Fjernvarme F&U-prj. nr. 2003-03
- [3] *Værktøjer til energimærkning og vurdering af brugerinstallationers energieffektivitet*, Dansk Fjernvarme F&U-prj. nr. 2005-06
- [4] *Varmeforsyning af nye boligområder - konsekvenser af de nye energikrav til nyt byggeri*, EFP-2005
- [5] *Integrerede fjernvarmesystemer til lavenergihus*, BYG-DTU, Eksamensprojekt, 2005
- [6] Bygningsreglementet BR08

6 Appendiks

Appendiksrapport

Energistyrelsen - EFP 2007

UDVIKLING OG DEMONSTRATION AF LAVENERGIFJERN- VARME TIL LAVENERGIBYGGERI

Marts 2009



TEKNOLOGISK
INSTITUT

LOGSTOR

DTU Civil Engineering
Department of Civil Engineering

COWI

Danfoss

 ENERITJENESTEN

Teknologisk Institut

Energi og Klima

Indholdsfortegnelse

	Side
Appendiks 1: <i>A New Low-Temperature District Heating System for Low-Energy Buildings</i>.....	29
Appendiks 2: Consumer Unit for Low Energy District Heating Net	37
Appendiks 3: Analyse og design, fjernvarmeforsyning.....	46
Appendiks 4: TRNSYS Simulation of the Consumer Unit for Low Energy District Heating Net	115
Appendiks 5: Datablad for prototypefjernvarmebeholderunitten Danfoss Comfort LGS/LGM	146
Appendiks 6: Målinger af varmetab og bestemmelse af varmeledningstal for LOGSTOR prototypefjernvarmerør i twinudførelse 14/14/110 mm	149
Appendiks 7: Sammenfatning af fokusgruppemøde.....	166

Appendiks 1: A New Low-Temperature District Heating System for Low-Energy Buildings

A New Low-Temperature District Heating System for Low-Energy Buildings

P.K.Olsen¹, H. Lambertsen¹, R. Hummelshøj¹, B. Bøhm², C.H. Christiansen², S. Svendsen³, C.T. Larsen⁴, J. Worm⁵

¹ COWI A/S, Lyngby, Denmark [main author]

² Danish Technological Institute

³ Technical University of Denmark, Department of Civil Engineering

⁴ LOGSTOR A/S

⁵ Energy Service Denmark (Energitjenesten)

ABSTRACT

This paper describes the possibilities in using District Heating (DH) for low-energy houses. The challenge is to design a cost-effective system with a very low heat loss, which can supply sufficient DH temperatures all the year round to an urban area of houses with low energy demand for space heating. The solution seems to be a low-temperature system consisting of small and well-insulated twin pipes. Traditional design parameters for DH networks have been reviewed. An analysis of a low-energy house and DH network has been carried out. The paper presents main design parameters and results for energy consumption and economy. All results presented in the paper are preliminary.

INTRODUCTION

The focus on energy efficiency and savings is increasing globally. The European Union energy policy gives high priority to energy savings and use of renewable energy. 40% of all energy consumption takes place in buildings, so this is one of the main target areas. In Denmark, the government has decided that energy use in new buildings must be reduced stepwise by 25% in 2010, 2015 and 2020. With the increasing number of new low-energy houses the question is: "What kind of heat supply is economically and environmentally most attractive?" In urban areas with DH, it might be reasonable to connect some new low-energy houses. But in new subdivided areas with many or only low-energy houses, it is interesting to know if it is feasible to use DH. Today in Denmark, low-energy houses located in DH districts can be exempted from connection obligation to the DH network. Therefore, it is relevant to research if DH is a good alternative to other heating technologies, e.g. heat pumps.

The low heat demand in low-energy houses means that the network heat loss may be a very significant part of the total heat demand with a traditional network design. To solve this problem, the network heat loss and involved costs must be reduced. The solution seems to be a low-temperature DH network with high-class insulated twin pipes in small dimensions, ref. Svendsen, S., Olsen, P.K. and Aerenlund, T. (2005-2006).

The advantages of a low-energy DH system are:

- DH is a flexible system suitable for all kinds of energy sources;
- Renewable Energy (RE) sources can be used directly or in combination with large-scale heat storages. This means that DH can be an important part of the future energy supply system fully based on RE;

- Great potential for utilisation of waste heat from CHP plants, refuse incineration and industrial processes;
- DH covers a large part (60%) of Denmark's heating supply and is a well-known technology;
- DH is reliable and easy to operate for the consumers.

In a Danish governmentally founded project (EFP2007) "Development and Demonstration of Low-Energy District Heating for Low-Energy Buildings", a new concept for low-energy DH systems is being investigated and designed. This paper gives some of the design parameters and results achieved in the project, where the following is analysed:

- Heat demand in low-energy houses;
- Consumer unit (see separate paper);
- Pipe types and DH network system.

A new type of consumer unit (DH installation for space heating and with a storage tank for DH water to domestic hot water delivery) is described in a [separate paper for the symposium](#): "Consumer Unit for Low-Energy District Heating Networks".

This paper deals with the overall system concept for a DH network to low-energy houses. The heat demand in a low-energy house, the network design parameters and the network are analysed with respect to energy consumption and economics. The paper does not go into detail about the design of the consumer unit, but because the consumer unit has a substantial influence on the DH network design, three types of unit designs are considered in different scenarios. The three types are:

- DH storage unit (new type of unit);
- Heat exchanger unit (no heat storage);
- Domestic hot-water storage unit.

In general, it has been necessary to set up many assumptions for the project analyses. A reference house has been defined, and a reference urban area has been selected. The area involves 92 low-energy houses, for which the low-energy DH system is optimized with respect to both the energy used for pumping and the heat loss from the pipes. In addition to the design results of the low-energy DH network, the paper further presents a socio-economic comparison with heat pumps.

All results presented in the paper are preliminary, because the project is ongoing. Adjustments of results may therefore occur at a later time.

REFERENCE HOUSE & URBAN AREA

The reference house

The DH consumption in the network depends very much on the type, size and number of connected houses. In addition, also the number of people living in the houses and their behaviour have influence on the heating consumption and network design.

It was selected to use a 145 m² one-storey house as reference house in the network. This is not a very large house, many new houses are larger, but the idea was that if it is possible to make a cost-efficient district heating system to this size of houses, then the concept will be suitable for most new houses in general. Smaller houses are being built, but they are often terraced houses, which are built closer together. That gives a higher heat density in the network system, shorter pipe lengths and smaller network heat losses per house compared to individual houses.

The selected house is a low-energy house Class 1, which refers to the building standard in the Danish Building Regulation with the so far strictest requirement to energy consumption. The energy requirement for maximum yearly consumption is seen below.

Table 1. Overall definition of low-energy houses Class 1.

Definition of a low-energy house Class 1

$35 + (1100 / A)$ kWh/m² per year

A is gross heated floor area

The definition for a 145 m² house: 42.6 kWh/m² per year

The definition includes energy for space heating, domestic hot water, cooling and electricity for installations (pumps and ventilation). With renewable energy sources, like solar heating, it may be allowed to use more energy than the definition prescribes.

The maximum energy consumption for low-energy houses Class 1 is in theory 50% lower than for standard new houses.

The space heating demand of the reference house was calculated with the simulation program "Bsim". The model of the reference house in Bsim is illustrated in Fig.1. Normally in theoretical calculations and for documentation of compliance with the definition (given above), an indoor temperature of 20°C is used in all heated rooms. For the reference house, it gives a theoretical heating demand of 3028 kWh per year (20.9 kWh/m²year). In practice, the conditions often are different, though. So, more realistic temperatures are assumed to be 24°C in bathrooms and 22°C in the rest of the house. This may not seem like a big difference, but in a low-energy house, it gives a significantly increased heating demand compared to the total demand. With the higher room temperatures, the energy demand for space heating in the house is 4450 kWh per year (30.7 kWh/m²year), which is almost 50% higher than for the case with 20°C in all rooms.

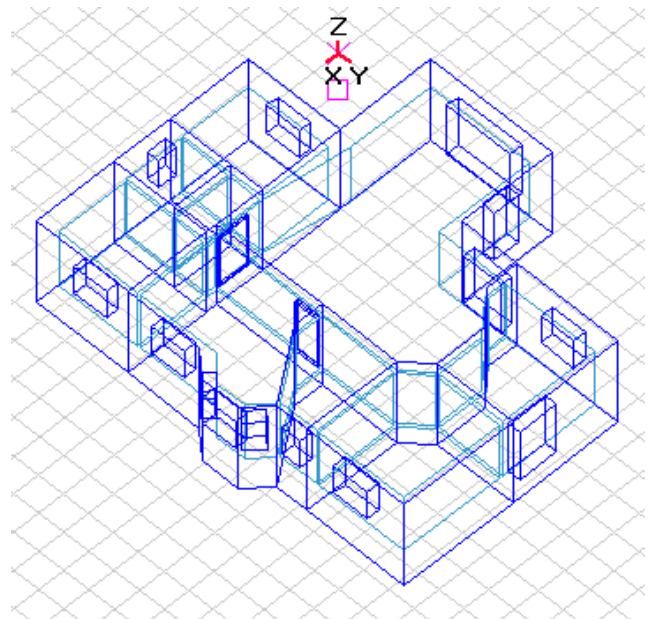


Fig. 1. Bsim-model of reference house.

To get the total district heating demand for the reference house, it is necessary also to define the domestic hot water demand. Based on statistics and experience, the demand is specified to be 2300 kWh per year, which corresponds to about 155 litres per day of 45°C hot water.

In total, the yearly average heating demand of the reference house is calculated to be 6750 kWh, where space heating accounts for 66% and domestic hot water for 34%.

Table 2. Total heating demand for the reference house.

Heating consumption	kWh/year
Domestic hot water	2300
Space heating	4450
In total	6750

The range of space heating demand during the year is illustrated in Fig. 2.

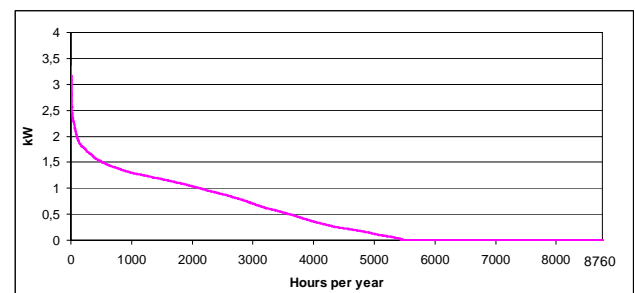


Fig. 2. Duration curve with the hourly averaged space heating demand in the reference house (145 m²).

It is seen that the peak demand (coldest day of the year) is 3.4 kW. Daily averaged values would be a little lower and could be acceptable for houses with floor heating, because such a building construction can accumulate the heat and therefore counteract large indoor temperature drops. In order not to lock the concept on houses with floor heating in all rooms, it was decided to use the hourly averaged values.

The reference urban area

An urban area has been selected for reference. The area is located in a new district called Ullerød-byen in Hillerød Municipality, Denmark. The area is at planning stage, but is expected to have a great focus on energy efficiency regarding both buildings and energy supply. Fig. 3 shows the area of Ullerød-byen, where a subarea has been picked as case for this low-energy DH project. This area consists of 92 low-energy houses Class 1.

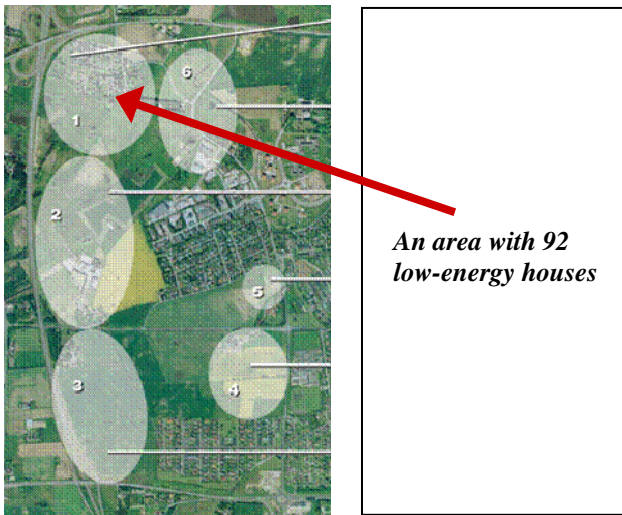


Fig. 3. Selected area for network in Ullerød-byen (Denmark).

DH STORAGE UNIT

The philosophy with the DH storage unit is that lower DH temperature is required, and only a constant very low DH supply (flow) is necessary. The flow for the DH storage unit to cover the heating of spaces and domestic hot water is illustrated in Fig. 4 for 8 different demand rates.

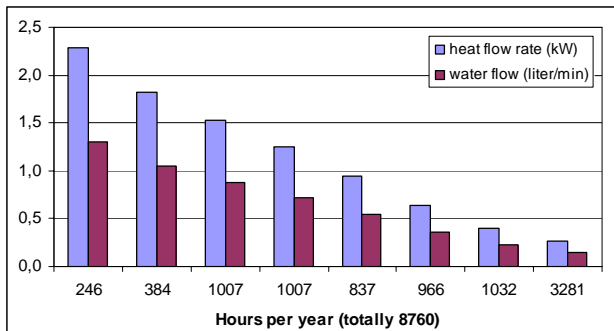


Fig. 4. Average hourly values for heat-flow rates and water flows for the DH unit in the reference house during the year.

The lowest interval covers the summer period, when there is only demand for domestic hot water. Remaining is about 7.5 months with space heating demand - "the heating season". Again, to illustrate the influence of the indoor temperature, it could be mentioned that in the theoretic case with only 20°C, the heating season is calculated to be about one month shorter.

The heat-flow rates and water flows on Fig. 4 are very small compared to traditional units and houses. This is because the heat-flow rate to the domestic hot water is levelled out to constantly being about 0.26 kW. All fluctua-

tions are absorbed in the tank. The low heat-flow rate at 0.26 kW corresponds to about 9 litres per hour in a district heating system with 50°C supply and 25°C return. That is only 0.15 litres per minute, which can be described as "one cup per minute".

For further details on the DH unit, please see separate paper: "Consumer Unit for Low-Energy District Heating Networks".

DH PIPES

A network for low-energy houses cannot be made exactly the traditional way, because this will result in relatively large network heat losses. Lower heat losses can be accomplished through the following parameters:

- Smaller pipe dimensions
- Larger insulation thickness
- Highly-efficient PUR insulation
- Cell gas diffusion barrier
- Diffusion-tight flexible carrier pipe
- Twin pipes (double pipes)
- Reduced pipe lengths, if possible.

To optimise the pipe system with respect to costs, it has been important to look at the piping. Besides the lower heat loss, the usage of twin pipes further has the advantage of reducing the material and construction costs. This paper does not concern the actual piping methods, but further investigation might reveal if for example pipe laying with chain-digger machines can reduce construction costs even more.

Two types of pipes are selected for the network: Flexible pipes and (bonded) steel pipes. Both types are twin pipes, which are supply and return in one casing pipe. The flexible pipes are available with dimensions of the service pipes of $\varnothing 14$ -32 mm. Steel twin pipes in straight length of 12-16 metres are used for larger dimensions. They are available in service pipe dimensions up to $\varnothing 200$ mm. It should be mentioned that the $\varnothing 14$ flexible pipe is not on the Danish market yet, but will be developed and produced for testing in this project by LOGSTOR A/S.

Several designs of flexible pipes are on the market, but in this project, it was decided to focus on a type with a service pipe of the multi-layer type containing aluminium and PEX (cross-linked polyethylene). The manufacturer uses the name "AluFlex" for this type of DH pipe. This type is combining the advantages of the smooth surface of the plastic pipe with the durability and tightness of the welded aluminium pipe. The service pipe is a sandwich construction, consisting of an aluminium pipe, coated inside with PEX and outside with PE. The aluminium core protects 100% against cell gas diffusion into the media and water vapour diffusion into the insulation. It further makes the pipe dimensionally stable during installation in the trench and during installation of the force transmitting press-couplings. Flexible DH pipes with regular PEX service pipes do not have the tightness property to avoid cell gas and water vapour diffusion.

The other type of pipe is a steel pipe, which has a pipe of steel as service pipe, which is diffusion tight itself.

The flexible twin pipes in the dimensions 14 to 32 mm as well as the straight pipes in larger dimensions are chosen as the continuously produced type with low-lambda PUR insulation and an aluminium diffusion barrier between the insulation and the PE casing. Because the insulation is encased between the outer diffusion barrier and the diffusion-tight media pipes, there will be no loss or contamination of the cell gas. The very low heat conductivity will therefore remain unchanged over time.

Pipe data

The pipe data in Table 3 have been assumed for network design and calculations of network heat losses. The values in the table are delivered by LOGSTOR.

Table 3. Pipe data for two used DH twin pipe types.

AluFlex twin pipe - Class 2		
Pressure class PN10		
Dimension (carrier pipe)	Casing pipe diameter	Heat loss
$d_{\text{supply}}-d_{\text{return}}$	D	Total
mm	mm	W/m
14-14	110	2.84
16-16	110	3.09
20-20	110	3.66
26-26	125	4.05
32-32	125	5.07

Steel twin pipe - Class 2		
Pressure class PN25		
Dimension (carrier pipe)	Casing pipe diameter	Heat loss
$d_{\text{supply}}-d_{\text{return}}$	D	Total
mm	mm	W/m
42-42 (DN 32)	182.7	4.96
48-48 (DN 40)	182.7	5.81
60-60 (DN 50)	227.9	5.62
76-76 (DN 65)	256.1	6.57
88-88 (DN 80)	283.8	7.34

The heat losses in the table are valid for $T_{\text{supply}}/T_{\text{return}}/T_{\text{ground}} = 55/25/8^{\circ}\text{C}$ and represent the total loss for both supply and return. At these temperatures, the heat loss from the return pipe is zero or negative, which is due to a small amount of heat transferred from the supply pipe to the return. In general, the heat losses listed in the table are very low.

Validation of pipe heat loss (FEM calculation)

For AluFlex pipes, LOGSTOR guarantees a maximum thermal conductivity of 0.023 W/(mK), and for steel twin pipes 0.024 W/(mK). However, due to the low temperature level in the pipes, the thermal conductivity will be lower than the above given values. In Fig. 5, the thermal conductivity is shown as a function of temperature for polyurethane (PUR) foam.

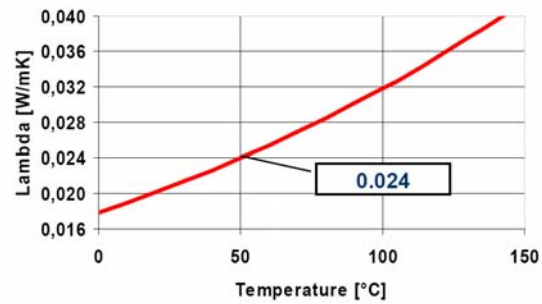


Fig. 5. Thermal conductivity as a function of temperature for LOGSTOR PUR conti-foam.

The heat loss values in Table 3, supplied by LOGSTOR, have been calculated by the Multipole-Method, in which the thermal conductivity is adjusted by iteration until it fits with the assumed temperature of the PUR-foam.

In the following, the theory behind heat loss calculations and the Multipole-Method is described.

In case of co-insulated pipes (circular twin pipes) the heat loss can be calculated from:

$$\text{Supply: } q_s = U_{1s} (T_s - T_g) - U_2 (T_r - T_g)$$

$$\text{Return: } q_r = U_{1r} (T_r - T_g) - U_2 (T_s - T_g)$$

U_{ij} is the linear thermal transmittance, or the heat loss coefficient, cf. Bøhm and Kristjánsson (2005).

For carrier pipes of equal size and placed horizontally, $U_{1s} = U_{1r}$. In that case, the total heat loss is calculated from:

$$q_{\text{tot}} = q_s + q_r = 2 (U_1 - U_2) \left[\frac{T_s + T_r}{2} - T_g \right]$$

For the case with horizontally placed twin pipes, the heat loss can be calculated by the approximate equations by Wallentén (1991). For vertically placed carrier pipes, the MultiPole-Method by Claesson and Bennet (1987) can be used in case of constant thermal conductivity.

The above equations can be reformulated as:

$$\text{Supply: } q_s = [U_{1s} - U_2 (T_r - T_g)/(T_s - T_g)] \cdot (T_s - T_g) = U_3 \cdot (T_s - T_g)$$

$$\text{Return: } q_r = [U_{1r} - U_2 (T_s - T_g)/(T_r - T_g)] \cdot (T_r - T_g) = U_4 \cdot (T_r - T_g)$$

The advantage is that the heat losses from each line (pipe) are calculated by one temperature difference, however, the new heat loss coefficients U_3 and U_4 are temperature dependent. Next, the temperature-dependent heat-loss coefficients can be used by simulation programmes such as TERMIS, which is not capable of using two heat loss coefficients for each line.

The Multipole calculations have been compared with the Finite Element Method (FEM) used in the software program Therm. To the left, Fig. 6 shows a model of a 14-14/110 mm twin pipe with three sections of different thermal conductivities as defined in Fig. 5. The middle section of Fig. 6 shows the temperature distribution in the twin pipe. Finally, the right section shows the heat fluxes for the return carrier pipe. It appears that a heat

flow enters the return pipe from the supply pipe below, and that another heat flow leaves the return pipe at the top.

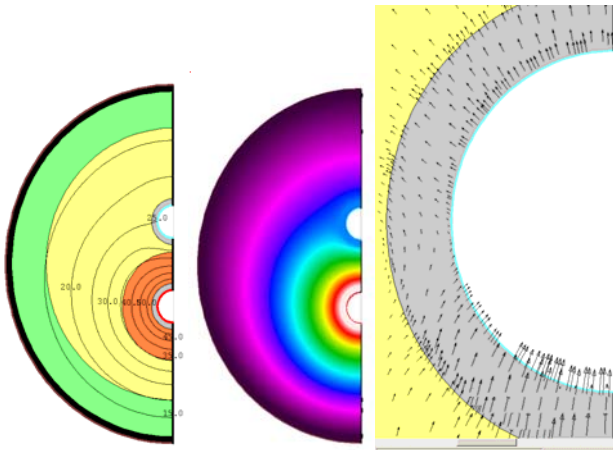


Fig. 6. FEM simulation of a 14/14/110 mm twin pipe with the return pipe placed above the supply pipe. Model with three layers of different conductivity to the left. Isotherms in the middle part, and heat fluxes to the return pipe to the right.

The results of FEM calculations indicate slightly higher heat losses than stated in Table 3. Still the values in the table do not deviate more than what is acceptable for usage in the DH network analyses.

DH NETWORK

Intro

System design for the DH networks has been optimised from at hydraulic point of view by the use of the simulation software TERMIS. Three scenarios have been analysed with respect to design of the DH network:

- Scenario 1: Network for DH storage units (new type of unit);
- Scenario 2: Network for heat exchanger units (no heat storage);
- Scenario 3: Network for domestic hot water storage units.

Routing of DH network including 92 consumers (end nodes) are illustrated in the following figure.



Fig. 7. Simulated network for the reference area.

Routing has not been optimised with respect to pipe lengths, but is made in the traditional way.

Network design methodology and assumptions

Basic design methodology is to minimise pipe dimensions until the 10-bar pressure limit is reached in a peak-demand situation. The peak demand varies for the three different unit types and therefore allows different network designs. The following main assumptions are made for the DH network analyses:

- 10 bar system (maximum pressure)
- Holding pressure: 2 bar
- No limits for pressure gradients
- Maximum velocities: 2 m/s
- Low-energy houses, Class 1 (Danish Building Regulation).

Additionally, assumptions for peak demand (design load) and temperature sets are listed in the following table.

Consumer unit type	Design load	Design temperatures	
		T_{supply}	T_{return}
DH storage	3.7 kW	50°C	22°C
Heat exchanger	32 kW	50°C	22°C
Domestic hot water storage	8 kW	60°C	30°C

Different peak demands at the consumer unit allow different dimensions for pipes in the network and especially the house entry pipes. Dimensions of the main pipes are also dependant on the simultaneity factor for domestic water consumption. The simultaneity factors differ for each consumer unit.

The designing process for the DH network is the following:

- Heat demand is defined at consumer notes with respect to simultaneity factors;

- Network pipes are chosen in a hydraulic optimisation. Some of the inputs for the hydraulic optimisation are maximum system pressure, pipe- and pump data;
- Heat losses are calculated for 8 intervals representing main yearly variations in e.g. heat demand;
- Pipe dimension corrections can be done during the designing steps if the results are not satisfactory.

Network design - results

Routing of pipes is the same for the three different scenarios, but the pipe dimensions are different. The following tables illustrate pipe types, lengths, prices (Copenhagen area) and pump expenses for the three scenarios. The pipe prices per metre routing are delivered by LOGSTOR and COWI.

Table 4. Results of pipe dimensions, length and prices of Scenario 1, DH storage unit.

Pipe type	Length [m]	Price per metre routing [DKK]	Total per type [DKK]
Alx 14-14/110	1,566	1,199	1,877,838
Alx 16-16/110	205	1,199	245,741
Alx 20-20/110	242	1,228	296,832
Alx 26-26/125	440	1,535	674,824
Alx 32-32/125	147	1,562	230,208
Steel-DN32	412	1,778	732,705
Steel-DN40	137	1,822	249,988
In total	3,214	-	4,308,135

Table 5. Results of pipe dimensions, length and prices for Scenario 2, Heat exchanger unit.

Pipe type	Length [m]	Price per metre routing [DKK]	Total per type [DKK]
Alx 20-20/110	2,296	1,228	2,819,979
Alx 26-26/125	230	1,535	353,204
Alx 32-32/125	73	1,562	114,252
Steel-DN32	549	1,778	976,655
Steel-DN50	65	1,982	128,830
In total	3,214	-	4,392,921

Table 6. Results of pipe dimensions, length and prices for Scenario 3, Domestic hot water storage unit.

Pipe type	Length [m]	Price per metre routing [DKK]	Total per type [DKK]
Alx 14-14/110	1,781	1,199	2,135,923
Alx 16-16/110	127	1,199	152,201
Alx 20-20/110	361	1,228	443,805
Alx 26-26/125	280	1,535	429,608
Alx 32-32/125	50	1,562	78,123
Steel-DN32	549	1,778	976,655
Steel-DN40	65	1,822	118,430
In total	3,214	-	4,334,746

It is confirmed that the DH storage unit in general requires smaller piping than the two alternatives. However, it should be noted that the total investments for the three

scenarios are very similar. This is because the prices of small pipes and laying of them are the same or very similar.

The pipe dimensioning is based on system limits of 10 bar and a holding pressure of 2 bar. This allows a system differential pressure of 8 bar for 92 houses, which is larger than for traditional systems, but also allows very small pipes. Fig. 8 gives an example of the pressure profile on the critical route in a peak-load situation. The viewed profile is taken from Scenario 1 (DH storage unit).

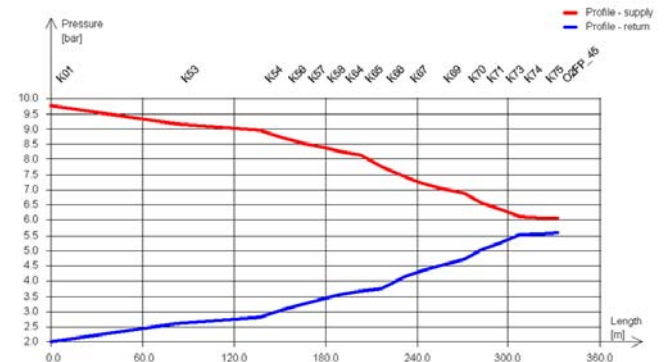


Fig. 8. Pressure profile on critical network route for Scenario 1, DH storage unit.

The system will only peak to the 10 bar limit very few hours of the year.

Table 7 below gives a summary of the analysis results for the three scenarios. The heat loss percentage is calculated on basis of the heat delivered to the network.

Table 7. Results of energy, total network.

Energy in DH network	Scenario 1 DH storage unit	Scenario 2 Heat exchanger unit	Scenario 3 D. hot water unit
Heat consumption, per house [kWh/year]	6,750	6,750	6,750
Heat consumption, total network [kWh/year]	621,000	621,000	621,000
Heat delivered, total network [kWh/year]	687,920	720,790	721,105
Heat loss, total network [kWh/year]	66,914	99,785	100,100
Heat loss, total network [%]	10	14	14
Electricity consumption for pumping, total network [kWh _{electricity} /year]	7,006	3,731	4,768

The interesting results of the table are the heat loss percentages. The heat losses for all three scenarios are very low, especially considering the low heat consumption in the low-energy houses. It is either 10% or 14% of

the heat delivered to the network. Scenario 1, DH storage unit, has the lowest heat loss, because of both low water flows and low temperature. Scenario 2, heat exchanger unit requires larger peak water flows. And Scenario 3, domestic hot water storage, requires higher DH temperature in order to avoid problems with Legionella.

Summer heat losses are based on the same supply temperatures as winter heat losses because a bypass arrangement will ensure the same supply temperature at the consumer all year. The return temperature will increase slightly during the summer due to the bypasses.

Important to observe is that the calculated heat losses are theoretical values. Practical experience shows that real heat loss will be higher. It is estimated, that the real heat loss in a (traditional designed) DH network could be 20-30% higher. Pipe connections and components might be some of the explanation.

The investment costs of the three scenarios are listed in the table below. For each scenario is presented the estimated costs, consisting of costs of the pipe system, of pumps in a substation, of the consumer supply line installation and of the consumer unit. All costs are without VAT. The component prices are delivered by LOGSTOR, DANFOSS, Grundfos and COWI.

Table 8. Economy for network, total investment costs[DKK].

DH construction costs [DKK]	<i>Scenario 1 DH storage unit</i>	<i>Scenario 2 Heat exchanger unit</i>	<i>Scenario 3 D. hot water unit</i>
Pipe system	4,308,135	4,392,921	4,334,746
Main pumps	105,000	105,000	105,000
Consumer supply line installations	391,552	391,552	391,552
Consumer unit	2,539,200	1,788,480	1,876,800
In total	7,343,887	6,677,953	6,708,098
In total per house	79,825	72,586	72,914

It is assumed that the new network is connected to an existing network.

The consumer unit costs for Scenario 1 include a 200 litre storage tank, a domestic hot water heat exchanger, an electronic control, pumps and insulated cover. For Scenario 2, the unit cost is lower because no storage tank is required. In Scenario 3, the consumer unit is a DH unit with less and more simple components including a 150 litre storage tank for domestic hot water.

The conclusion of the economy results in Table 8 is that Scenario 1, DH storage, has the highest unit investment costs. On the other hand, this scenario entails the lowest network heat loss.

SOCIO-ECONOMICS

In this paragraph, the low-energy DH concept is compared with an alternative heating technology suitable for low-energy houses. The comparison is done in a socio-economic calculation. Two types of heat pumps are selected for the comparison. The reason for that is that the market for heat pumps is growing, and they are quite

cost-efficient. The disadvantages of the heat pumps are that they rely on power supply, and they have a poor potential for usage in combination with other heat sources such as solar heating and waste heat from CHP plants, refuse incineration and industrial processes.

The three selected scenarios used in the comparison are:

- Low-energy DH (with DH storage units)
- Heat pump, ground coil
- Heat pump, air-to-water.

The DH storage unit (Scenario 1) is selected for the comparison with heat pumps, because of the advantage of lower heat loss.

The ground coil heat pump is a concept with the ground as a heat source and electricity as drive power. The system has horizontal pipes in the ground in approximately 1 metre depth, which are connected to a unit with a heat pump placed inside the house.

The air-to-water heat pump utilises the outdoor air as heat source. The system consists of a unit part placed outside connected to another unit part with a heat pump mounted inside the house.

General assumptions

It has been necessary to make a number of assumptions for the socio-economic calculation. The method and the main overall assumptions used for calculating the socio-economy are given by the Danish Energy Authority. The economy is calculated for a 30-year period.

Main overall assumptions:

- Real interest rate: 6%
- District heating price in 2008: 69,44 DKK/GJ (248,4 DKK/MWh)
- Electricity price (household) in 2008: 729 DKK/MWh
- Electricity price (company/plant) in 2008: 654 DKK/MWh

Specific assumptions for low-energy DH:

- Lifetime of DH pipes: 30 years
- Lifetime of main DH pumps: 20 years
- Lifetime of consumer unit and house installations: 30 years with small re-investment after 15 years (5000 DKK)
- DH network operation and maintenance costs: 120 DKK/kWh

Specific assumptions for ground coil heat pump:

- Season Performance Factor: 3,1
- Lifetime, consumer unit and house installations: 30 years with 50% re-investment every 10 years (20,000 DKK)

Specific assumptions for air-to-water heat pump:

- Season Performance Factor: 2,5
- Lifetime, consumer unit and house installations: 30 years with 50% re-investment every 10 years (20,000 DKK)

Component prices and data for the heat pumps are delivered by COWI, IVT naturvarme and Vølund Varmeteknik (NIBE AB).

Costs of DH plant and power plant capacity are included in the energy prices.

National values from the Danish Energy Authority are used to calculate the costs of fuels, taxes and emissions.

Results

The socio-economic results for comparison are given in the table below. The calculation is made for a 30-year period, and assumed necessary re-investments are therefore added to the investments.

Table 9. Socio-economic costs in a 30-year period for three scenarios [DKK].

Costs per 30 years [DKK]	Scenarios		
	Low-energy DH unit	Heat pump, ground coil	Heat pump, air-to-water
Investment and re-investment	8,859,661	12,753,078	10,775,193
Maintenance and operation	188,465	0	0
Fuel, taxes, emissions etc.	3,389,597	2,520,551	3,125,483
In total	12,437,723	15,273,629	13,900,676
per house	135,193	166,018	151,094

With the used assumptions, it is a fact that low-energy DH is competitive with the heat pump technology.

CONCLUSION

The first results of this project indicate that an optimized DH system for low-energy houses is competitive with other heat sources from a socio-economic point of view.

This conclusion is based on detailed analyses of:

- Heat demand in a low-energy house, Class 1
- DH storage unit (not this paper)
- Twin DH conti-pipes
- DH network.

Main parameters for traditional DH system design have been reviewed and in some cases adjusted. The paper illustrates that in theory it is possible to obtain a low network heat loss although all houses connected to the DH system have a very low heat demand.

It can also be concluded that the difference between the DH unit types is rather small regarding total investments. However, the DH storage unit scenario has lower network losses.

Next phase of this project is demonstration of the DH storage unit and the 14-14/110 mm flexible DH pipe.

Finally, it should be repeated that all results presented in the paper are preliminary, because the project is ongoing. Adjustments of results may therefore occur at a later time.

REFERENCES

The Danish Energy Authority (2008), "Forudsætninger for samfundsøkonomiske analyser på energiområdet. ISBN 978-87-7844-722-7.

The Danish Enterprise and Construction Authority (2008), "Danish building regulations, BR08". <http://www.ebst.dk/br08.dk>.

Bøhm, B. and Kristjansson, H. (2005). Single, twin and triple buried heating pipes. On potential savings in heat losses and costs. *Int. Journal of Energy Research* 2005; 29:1301-1312.

Claesson, J., Bennet, J. (1987): "Multipole Method to Compute the Conductive Heat Flows to and between Pipes in a cylinder". LUTVDG/(TVBH-709-3)/1-58/(1987). Department of Building Technology and Mathematical Physics, Lund, Sweden.

Wallentén, P (1991): "Steady-state heat loss from insulated pipes". Thesis, Department of Building Physics, Lund Institute of Technology, Sweden. ISBN 91-628-0340-9.

Svensden, S., Olsen, P.K. and Ærenlund, T. (2005-2006). Articles. "Fjernvarme til lavenergihuse? – Energi-forbrug og effektbehov", *KraftvarmeNyt* nr. 78, 2005. "Fjernvarme til lavenergihuse? – Udvikling og optimering af et lavenergifjernvarmenet", *KraftvarmeNyt* nr. 79, 2006.

Appendiks 2: Consumer Unit for Low Energy District Heating Net

Consumer Unit for Low Energy District Heating Net

Otto Paulsen¹

Jianhua Fan²

Simon Furbo³

Jan Eric Thorsen⁴

1 Ph.D., Danish Technological Institute, Centre for Ventilation and Energy Efficiency

2 Associate Professor, Ph.D., Technical University of Denmark

3 Associate Professor, Ph.D., Technical University of Denmark

4 Manager District Heating Application Centre, Danfoss A/S, DK-Nordborg

ABSTRACT

A low energy/ low temperature consumer installation is designed and analyzed. The consumer type is a low energy single family house 145 m² with annual energy consumption in the range of 7000 kWh, incl. domestic hot water in a 2800 degree day climate.

The network is an extreme low temperature system to reduce heat loss in the network.

The consumer's installation is a unit type with an accumulation tank for smoothing the heat load related to the domestic hot water. The building heat load is delivered by an under-floor heating system. The heavy under-floor heating system is assumed to smooth the room heat load on a daily basis, having a flow temperature control based on outdoor climate. The unit is designed for a near constant district heating water flow.

The paper describes two concepts. The analyses are based on TRNSYS (Klein et al., 2006) simulation, supplied with laboratory verification of the critical accumulator.

INTRODUCTION

As one part of the Danish governmentally founded project "Development and Demonstration of Low Energy District Heating for low energy Buildings", EFP2007, a new unit concept for a low energy district heating systems has been investigated and designed.

In Denmark new building regulations has been introduced which largely reduce the energy consumption. For single family houses this means, that the network heat loss may be a very significant part of the total energy consumptions. Nevertheless district heating has advantages compared to other sources, especially the possibility to use waste heat, combined heat and power, difficult fuels including flue gas cleaning etc.

Therefore it is interesting to investigate if a system minimizing the network heat loss and minimizing the water flows in the pipes is feasible. Such a low temperature system will also increase the potential for use of waste heat and improve electricity efficiency in the case of combined heat and power.

The project deals with the a system including network, building, consumer installation and heating system in the house for room heating and heating of domestic hot water. This paper deals with the consumer part of the system.

The design criteria allow for small network dimensions and a very low heat loss and are as follows:

- Flow temperature from net: 50 °C
- Return to net approx. 20 °C.

- Differential pressure 0.2 to 1 bar, in some cases higher.
- Design heat demand at -12 °C outdoor temperature approximately 2000 W
- Design flow temperature to the floor heating system : 28 °C, at - 12 °C outdoor temperature
- Design domestic hot water temperature: 40-45 °C
- Design cold water temperature 10 °C

Especially the pipes from the mains (placed in the street) to the house has small dimensions, typically 12 mm inside diameter or possibly even smaller. Some part of the building and network analyses is presented in P. K. Olsen(2008)

SYSTEM PRINCIPLES

Two different systems are included in the project, see figs. 1 and 2.

The *indirect system* fig.1 has a heat exchanger for the heating system, allowing for a high network pressure.

The *direct system* has a mixing valve and a shunt to control the flow temperature. This system has further two extra control valves to improve the cooling off.

Both systems have a buffer for the domestic hot water system.

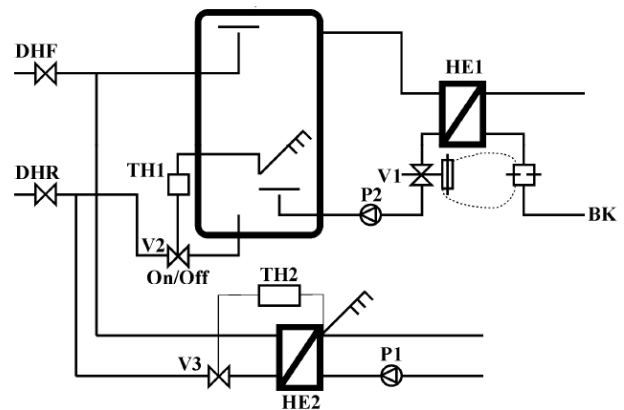


Fig.1. Sketch of the indirect system. A tap flow is detected by a flow switch to start the the pump P2. The flow from the accumulator to the heat exchanger is controlled by a flow compensated thermostatically operated control valve.

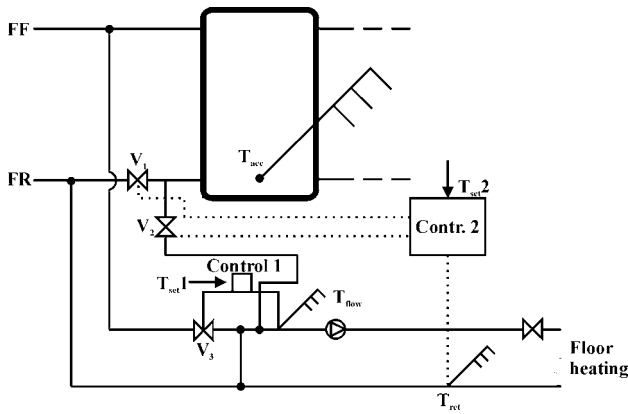


Fig. 2 Sketch of the direct system. The water heater is similar to the indirect system, fig 1. That valves V_1 and V_2 makes it possible to improve the overall cooling of the system. Domestic hot water system is produced in a similar way as in the indirect system, fig. 1.

DOMESTIC HOT WATER SYSTEM

The system includes a storage tank and a heat exchanger. Heat is stored with district heating fluid as the medium. Domestic hot water is produced by a heat exchanger, supplied from the tank. A flow switch detects a water flow and starts the pump.

The temperature supplied from the DH network is assumed always to have the same temperature (50 to 55 °C). The water temperature controller is flow compensated temperature type explained below.

The tank is sized for the expected maximum daily draw off. The primary water flow is then adjusted to be constant. In the normal case with a smaller daily tapping, the primary flow is controlled on/off by a simple thermostat and a constant flow valve or just a constant hydraulic resistance.

Using a higher primary flow reduces the necessary tank size and this may be analyzed including the properties of the network.

The tank is filled from the top and the exchanger return is connected to the tank bottom to secure stratification. The tank inlets are designed to avoid mixing.

Critical points in the system:

- Stratification of the tank
- Time delay in the taps caused by the pump starting
- Standby loss of the system

In this paper an overall analyses is given and the critical stratification is investigated.

HOT WATER FOR THE HYDRONIC UNDER-FLOOR HEATING

The indirect system is coupled in parallel to the domestic hot water system. The tap temperature is controlled by a (self acting or an electronic) control system.

The direct system has a possibility to be supplied from the return water from the storage tank. In the case when the return from the under-floor heating system has a lower temperature than the return from the tank this flow is directed to the floor heating system to achieve an extra cooling off. The mixing circuit is controlled by a two way control valve in a traditional way.

TRNSYS ANALYSIS OF THE SYSTEMS

The Trnsys models

Two Trnsys models have been developed for the indirect and the direct system respectively. Thermal stratification in the buffer tank is calculated with the Trnsys type 340, a well-recognized component within the research on thermal storage. In the component the tank is divided into a number of equal sized layers (approx. 150-198 nodes). In each layer the fluid is assumed to be fully mixed, therefore the layer can be represented by one node with a uniform temperature. There are one double port for the primary loop and one for the secondary loop respectively. The outlet ports are located at the very bottom or the very top of the tank. The inlet ports are deliberately positioned at different levels in order to simulate a certain mixing rate. A mixing rate of 10% is assumed for the cold water inlet at the bottom of the tank during discharge, while the mixing rate is assumed to be 5% for the hot water inlet at the top of the tank during charge. This means 10% of the tank volume from the bottom is fully mixed when the tank is discharged; 5% of the tank volume from the top is fully mixed when the tank is charged.

An effective thermal conductivity of the fluid is used in order to take into account the heat conduction in the tank wall. The effective thermal conductivity is determined by:

$$\lambda_{effective} = \lambda_{water} + \lambda_{steel} \cdot \frac{(d_y^2 - d_i^2)}{d_i^2}$$

where $\lambda_{effective}$ is the effective thermal conductivity of water in the tank; λ_{water} is the thermal conductivity of water; λ_{steel} is the thermal conductivity of tank material; d_y is the outer diameter of the tank; d_i is the inner diameter of the tank.

The heat loss coefficient from the tank is divided into three parts: the top, the bottom and the side of the tank. The coefficients depend on configuration of the tank like diameter and height of the tank and insulation of the tank. The coefficients are calculated by the equations given by Furbo (2005). As an example, the following table gives the heat loss coefficients of a 200 l tank with a diameter of 0.4 m and a height 1.59 m if the tank is insulated with 0.1 m mineral wool.

Table 1. Heat loss coefficients from a 200 liter tank

Part	top	bottom	side	Total
Unit	W/K	W/K	W/K	W/K
Heat loss coefficient	0.08	0.07	0.95	1.10

A fully charged tank is assumed at the start of the simulation. The initial temperature of the tank is 50°C. The time step of the TRNSYS calculation is 5 min.

DHW draw-off profile and space heating demand

A hot water draw-off profile similar to the Danish standard DS394 is used for a building without bath tub. The draw-off profile includes:

- (1) 42 liters × 4 showers. Each shower takes 300 s and there is a delay of 20 min between the showers.

(2) 15 liters × 2 kitchen washes for every 3 hours. Each wash takes 150 s and there is a delay of 20 min between washes.

(3) 10 liters × 4 hand washes for every 6 hours. Each wash takes 180 s and there is a delay of 20 min between washes.

For all the draw-offs, a tap temperature of 40°C and a cold water temperature of 10°C are used. The draw off profiles is enforced for 12 hours per day from 6:00 to 18:00. The daily hot water consumption is 368 l corresponding to an energy demand of 12.8 kWh. The volume flow rate and the tapped volume are shown in Fig. 3. It can be seen that the first hot water draw-off starts at 6:00AM. In approx. 65 min, there are 4 showers, 2 kitchen washes and 4 hand washes taken corresponding to 238 l of hot water draw-off.

The water volume at 50°C in the tank is shown in Fig. 3. Before 6:00 AM, the tank is fully charged. Sixty five minutes after the first draw-off start, the water volume in the tank at 50°C decreases from 200 l to 12 l. From 7:00 AM to 16:00 PM the tank is continuously charged and is discharged from time to time. At 16:00 PM the tank is emptied again. From 16:00 PM till 6:00 AM of the next day, the tank will be gradually charged and will be full before the start of the first draw-off of the next day.

Charging of the tank is control by temperature difference between a set temperature and the fluid temperature at the tank bottom. If the fluid temperature at the tank bottom is below the set temperature, charging will be activated. The charging is stopped if the tank bottom temperature reaches the set temperature.

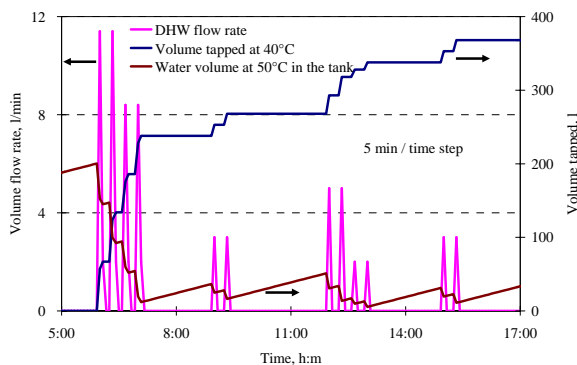


Fig. 3 Volume flow rate and tapped volume of the DHW draw-off profile.

A heat exchanger type Danfoss XB37H-60 is used for hot water preparation. The discharging is controlled by a on/off controller that activates discharging of the tank if there is a tapping. The discharging flow will be modulated based on the tapped temperature.

The daily space heating demand is calculated based on the reference building with a floor area of 145 m², resulting in a yearly space heating demand of 3026 kWh.

Influence of tank charging flow rate

For a given hot water draw-off profile, the required volume of the tank depends on the charging flow rate and performance of the tank. Investigations are carried out with the indirect system to find minimum required tank volume for different tank charging mass flow rates. The hot water draw-off profile in Fig. 3 is used. The set

temperature for control of the charging is 48°C. The required tank volumes are listed for different tank charging mass flow rates in the table 2.

It can be seen that if there is no heat storage tank the mass flow rate of district heating flow has to be approx. 680 kg/h in order to fulfill the demand of simultaneous tapping of shower and kitchen wash. If a tank volume of 60 liter is used as a heat buffer for DHW supply, the required mass flow rate can be decreased to 120 kg/h. If the tank size increases to 140 liter, the required mass flow rate is further decreased to approx. 58 kg/h. If a tank of 200 liter is used, the required mass flow rate can be furthestmost decreased to 14 kg/h which is the lowest flow rate when the charging of the tank is averaged out over the day.

Table 2 the minimum required tank volume for different charging flow rate (calculation of the first week of the year)

Tank charging flow rate	Minimum tank volume	Tank heat loss	Average tank return temperature
(kg/h)	(l)	kWh	°C
14	200	1.8	14.7
20	193	3.1	18.8
30	179	3.7	21.5
40	165	3.8	23.9
50	152	3.7	23.8
60	136	3.4	23.3
70	123	3.1	24.2
80	109	2.9	23.4
90	93	2.6	23.2
100	79	2.3	22.1
120	60	2.0	22.3
680*	0	-	12°C

Note: * the required mass flow rate is calculated based on a return fluid temperature of 12°C.

It can be seen from Fig. 4 that the average return water temperature from the tank to the district heating net is the lowest as 14.7°C for a tank volume of 200 liters. With a decrease of tank volume to 123 liters, the return water temperature increases to 24.2°C. The return water temperature is in the range of 22.1-24.2°C for a tank size between 60-165 liters.

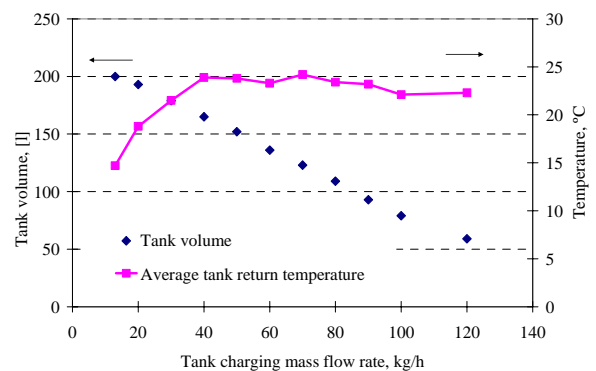


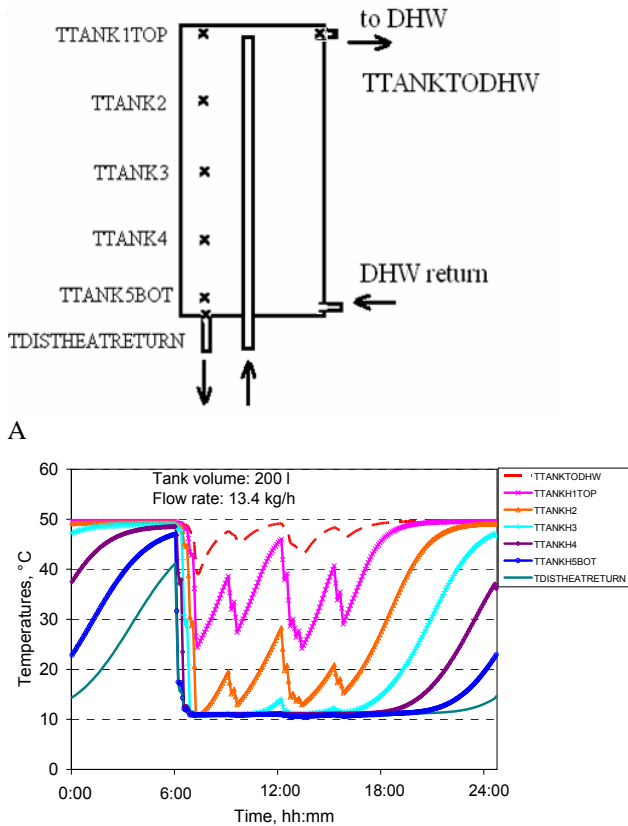
Fig. 4 Required tank volume and average tank return temperature as a function of tank charging mass flow rate.

200 l tank

A yearly calculation is carried out for the 200 l tank. The result is shown in table 3. If a tank of 200 l is used as the heat storage tank, the required mass flow rate of district

heating flow is 14 kg/h. The annual heat loss of the tank is 93 kWh. The average temperature of return water from the tank is 15.1°C. The average return temperature to the district heating net is 18.2°C. During the year the total volume through the tank is 116783 l while 16258 l of it is at a temperature higher than 25°C.

The temperature calculation during one day is shown in Fig. 5. From 0:00 to 6:00 the tank is slowly charged. The temperature of the return flow to the net is gradually increases from 14.6°C to 41.2°C. When the tapping starts, the tank is gradually filled with cold water, therefore the return temperature to the net decreases to 11.3°C for most of the day.



B
Fig. 5 (A) Positions of the different temperatures; (B) Calculation of Temperatures of one day.

The flow with a temperature higher than 25°C can be used for space heating thus the return flow is further cooled down before it goes back to the net. As shown in the table 3 more than half of the return water with a temperature higher than 25°C can be utilized for floor heating, resulting in an energy amount of 136 kWh transferred from the tank to the floor. The average return temperature to the district heating net is decreased by 1.2K.

Table 3 Comparison of yearly calculation of the indirect and the direct system

Variable	Unit	indirect	Direct
Tank charging flow rate	kg/h	14	14
Hot water consumption	m ³	134	134
Tank heat loss	kWh	93	93
Energy from district heating	kWh	7779	7779
Energy tapped for hot water consumption	kWh	4662	4662
Energy for space heating	kWh	3026	3026
Energy imbalance	kWh	0.29	0.13
Average return temperature of the system	°C	18.2	17.0
Average tank return temperature	°C	15.1	-
Total water volume through the tank	m ³	117	117
Water volume from the tank directed to the net with temperature T > 25°C	m ³	16	7
Energy transferred from the tank to the floor heating loop	kWh	-	136

The comparison between an indirect and a direct system is carried out for the 140 l and 60 l tank. The result is summarized in table 4.

The direct system can utilize the energy in the return water from the tank therefore decreases the average return temperature of the system to the district heating net. The annual energy transferred from the tank to the floor is 553 and 660 kWh for a system with 60 l and 140 l tank respectively. The average return temperature of the system is decreased by 2.5 and 2.7K for the direct system with a tank volume of 60 l and 140 l tank respectively.

Table 4 Summary of the yearly calculation with a hot water consumption of 368 l/day.

Tank size		liter	0	60	140	200
Required mass flow rate of the district heating flow		kg/h	680	120	58	14
Tank heat loss		kWh	-	104	181	93
Indirect system	Average return temperature of the separate system	°C	-	22.4	23.3	18.2
	Energy transferred from the tank to the floor heating loop	kWh	-	553	660	136
Direct system	Average return temperature of the combined system	°C	-	19.9	20.6	17.0

EXPERIMENTAL RESULTS

Experiments with a 200 l tank were carried out in order to validate the Trnsys models. The comparison of the temperatures during charging and discharging of the tank

are shown in Fig. 6-9. It can be seen from Fig. 6 that the calculation agrees with the measurement with an underestimated degree of thermal stratification. The reason for the disagreement is that it is not possible to

totally avoid numerical diffusion due to the limitation on the node number. Another reason of the disagreement is natural convection in the tank caused by heat loss from the wall. The water close to the tank wall will be cooled down creating a downward flow along the wall to the bottom of the tank. The warm water in inner part of the tank rises up, therefore improving thermal stratification in the tank. The flow due to natural convection is not considered in the model. The calculated energy content of the tank is similar to the measured value. It can be concluded that the Trnsys type is able to calculate thermal stratification in the tank although the degree of stratification is a bit underestimated. This is to be considered on the safe side.

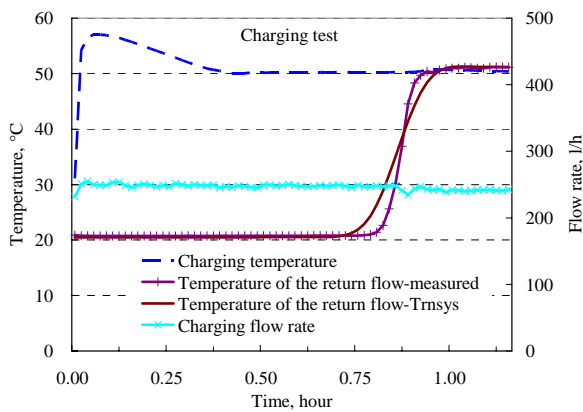


Fig. 6 Supply and return temperature of the charging flow in the charging test.

Fig. 7 shows temperatures at different height of the tank. The temperature from calculation is the average water temperature of the layer. The measured temperature is the surface temperature of the tank. The distance between the sensors is 0.2 m. It can be seen that the calculation agrees well with the measurement.

The discharging test is carried out with a uniform temperature of 50°C as a start. The dhw is provided by heating cold water from 10 °C to 40°C by the district heating fluid from the tank through a heat exchanger. A hot water of 38 l is tapped in one draw-off. When the tank is discharged, the cold water enters the bottom of the tank and the hot water leaves the tank from the top. The inputs to the model are the temperature of the flow from the heat exchanger and the volume flow rate. When there is no hot water draw-off, the tank is charged with a constant flow rate of 15 l/h. The temperature of the charging flow is 50-51°C. The inputs to the model are the temperature of the charging flow and the flow rate of the charging flow. The tank can either be charged or discharged. Fig. 8 shows flow rate during discharging by curve with + and flow rate during charging by curve with x. When the tank is discharged, the cold water inlet temperature at the tank bottom is given as input. The hot water supply at the tank top is validated against measurement. The calculated temperature is 0-1K lower than the measurement for the first five and the 7th draw-offs. For the 6th and the 8th draw-off, the temperature is underestimated by 0-2.4K. When the tank is charged, the temperature at the top of the tank is used as input. The calculated temperature at the bottom of the tank is

compared to the measurement. It is shown that the difference between the calculation and the measurement is within 2.5K.

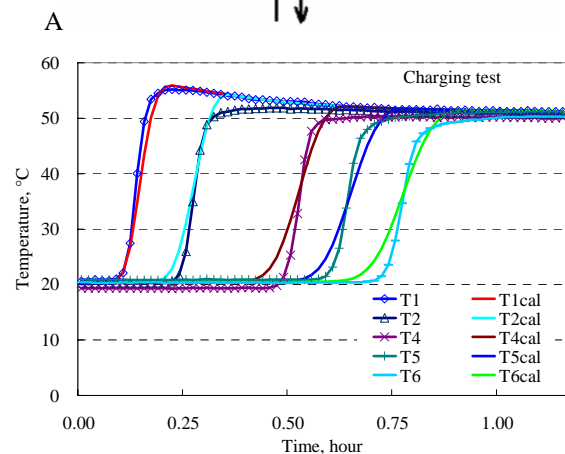
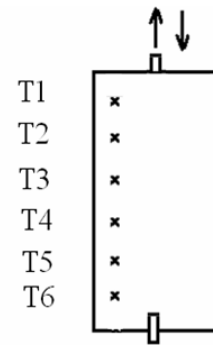


Fig. 7 (A) Positions of the temperature sensors; (B) Calculated fluid temperature and measured tank surface temperature in different height of the tank in the charging test.

Fig. 9 shows temperatures at different height of the tank. The temperature from calculation is the average water temperature in the layer. The measured temperature is the surface temperature of the tank. The positions of the sensors is shown in Fig. 7 (A). It can be seen that the calculation is able to predict the temperatures in different tank levels with satisfactory accuracy.

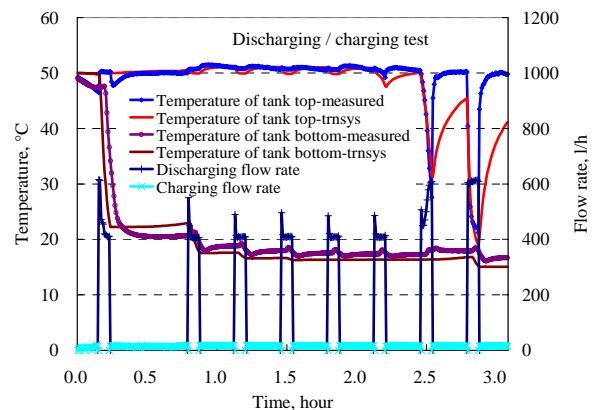


Fig. 8 Temperatures and flow rates during discharging/charging test.

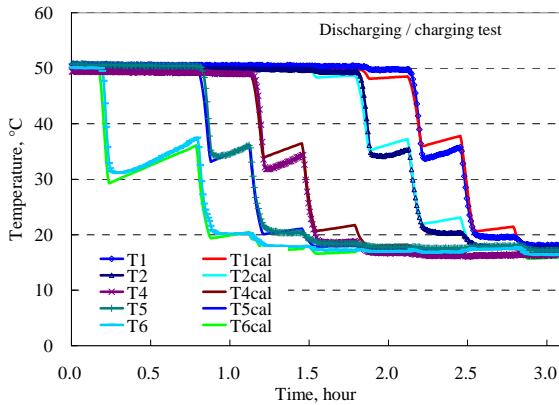


Fig. 9 Calculated fluid temperature and measured tank surface temperature in different height of the tank in the discharging/charging test.

CONCEPTUAL LAY OUT OF THE UNIT

An important practical issue when installing a tank unit is the dimension and weight. The dimension is as maximum limited to the size of the doors and height of the ceiling. In Denmark the standard element with of 60cm is respected, resulting in a maximum with of 57 cm for the unit, giving the possibility for building it into standard elements, e.g. the closet. The height must be limited to 215 cm if the unit is pre assembled. For the designed prototypes the height is 215cm for 200 liter tank, and 150cm for 100 liter tank.

The conceptual layout of the unit is shown in fig. 10: The consumer unit is split into three main sections, where the top section is the tank itself, the middle section consists of the "block" of components, e.g. pipes, heat exchanger, control valves, wiring and controls, and the third and lowest part consist of the connections and the manifold for under floor heating.

By this split, the consumer unit can be installed as pre assembled unit or installed in sections to ease the process, especially weight is an issue for the handling. In the last case the tank itself has to be installed first, the middle parts with pipes etc. at second, and finally the cover with insulation. Alternatively the tank could be pre insulated by PUR foam, and the removable insulation covers then the lower sections of the unit.

Control components and Performance

The most critical components regarding performance for the unit is the tank, as described above, the controller for dhw and the heat exchanger.

The heat exchanger

Due to the low operating temperature differences, with a dT_{lm} in the range 6 to 8°C, a high efficient heat exchanger is to be applied. In common dhw applications the dT_{lm} is in the range 12 to 14°C. This means the normally used heat exchanger plate area increases significantly. In this case it increases approximately a factor 4. The plate corrugation must result in a high

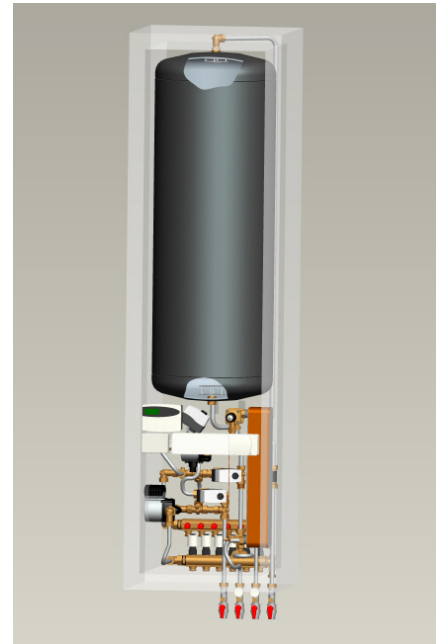


Fig. 10 3D CAD model of consumer unit with 200 liter storage tank.

turbulence level for assuring a high heat transfer coefficient. For this purpose a new development heat exchanger type, the Danfoss XB37-H, will be used. This heat exchanger has a high heat transfer coefficient combined with a relative low pressure drop, and at the same time stronger design, utilized in lower material consumption.

The controller for dhw

The controller used for dhw heat exchanger control is the recently introduced Danfoss IHTP controller, which consists of a integrated flow compensated thermostatically operated control valve, fig. 11.

Due to the low dT_{lm} , the controller has to maintain very accurate control. Assuming if the primary flow is a bit too high, the primary return temperature will increase to a unacceptable high level. The heat exchanger basically short cuts. E.g. one degree higher dhw temperature, from 45°C level results in 1 to 2 K degree higher primary return,temperature. Assuming the primary flow is a bit too low, the consequence is a lower dhw temperature, which already is set relatively low, and by this comfort is compromised.

The main factors for obtaining high level of control performance are:

The controller sensor temperature versus position, say thermostatic gain at specific position, is adapted very accurate to the stability requirements for the whole operating range. (from min. htw load to max. htw load).

The integrated flow compensation eliminates the "P" deviation from the thermostatic control valve.

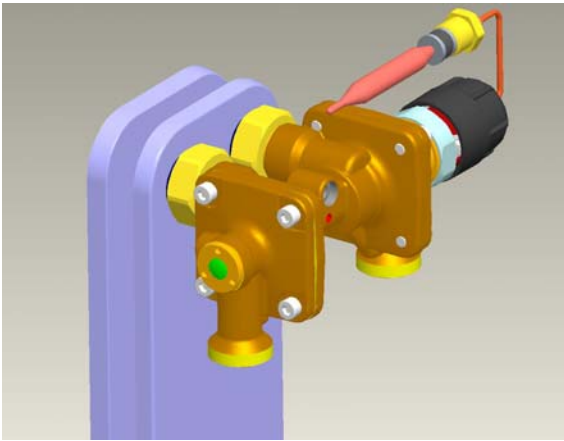


Fig.11 3D CAD model of Danfoss IHPT flow compensated thermostatically operated control valve, mounted directly on the heat exchanger.

The ratio between friction forces and actuation forces is low. A differential pressure controller is integrated for eliminating

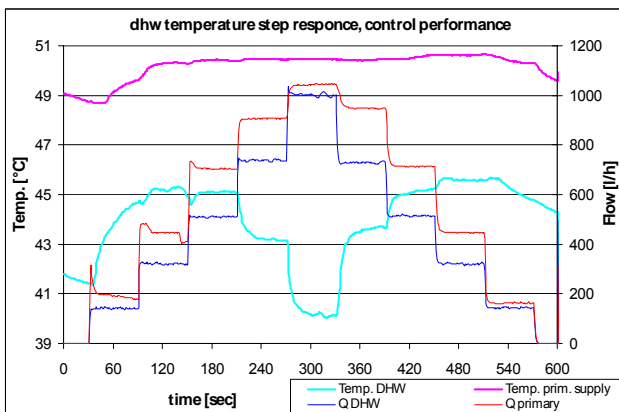


Fig.12. Measured step response dhw temperature profile for Danfoss IHPT controller.

the decrease in control performance due to variations in flow depended pump head applied on the valve primary side.

An example of control performance for Danfoss IHPT control valve:

As it can be seen on figure 12, the dhw tapping temperature is very constant for the stationary values of the three first tapping steps, up to 500 l/h. For these steps the temperature over and undershoots are almost not visible, anyhow excluding the initial step, where settling time is a bit longer due capacity effects from the heat exchanger outlet to the unit outlet. At higher tapping steps, 750 and 1000 l/h, the capacity limits of dhw are more evident, even dhw temperature drops first become below specifications for the 1000 l/h dhw tapping step. Looking at the primary flow, a very fast reaction to the secondary tapping changes can be observed.

The thermostat also provides fast "heat up" of the dhw system after an idle period where the piping and heat exchanger is partly cooled of, due to the full opening of the valve until desired dhw temperature is reached. This

can not be obtained with a controller working solely on the flow proportional principle, where delays for the lower tapping steps are most critical.

Insulation:

Due to the low energy consumption of the building itself, the heat loss from the unit has to be low as well. The unit is designed with 60mm PUR foam or mineral wool insulation, resulting in a heat loss of approx. 60 W, resulting in a yearly loss of 530 kWh, or approx. 17% of the yearly demand. It's assumed that half of the yearly heat loss can be utilized as heating.

CONCLUSION AND RECOMMENDATIONS

As a part of a governmental supported research project within District Heating two designs of consumers units are described and evaluated. The criteria include very low supply temperature and very small water flows.

The designs are investigated using the Trnsys software. The analyses show that it is in fact possible to realize the design criteria. One critical point is the temperature stratification in the accumulator. This has been verified experimentally and is shown that the stratification was better in the real situation than expected from the calculations. This may be caused by numerical diffusion in the equation solver or by the assumptions concerning mixing in some parts of the tank.

It is possible to base a district heating system for single family houses on flow temperature just a little higher than 50 C and obtain a return temperature below 20 C as an average.

Referring to Olsen(2008) it is possible to achieve a heat loss from the underground network as low as 15 % of the heat delivery at heat production plant. The 15 % is often considered as a key figure among district heating people.

There still remain some critical points concerning the unit: the heat loss from the unit and the losses related to the starting phase when tapping hot domestic water. Those problems will be further investigated and possible solutions are expected to be found.

ACKNOWLEDGEMENT

The research project is cooperation between the following:

Danish Technical University
Danish Technological Institute
COWI
Danfoss
Logstor
The Danish Energy Service

The authors wish to thank the member of the working group for many fruitful discussions

ABBREVIATIONS:

dhw:: domestic hot water

dT_{lm}: logarithmic mean temperature difference

REFERENCES

Olsen, P. K., Svendsen, S., Bøhm, B., Christiansen, C., Lambertsen, H. H., Larsen, C. T., Worm, J. (2008): A New Low Temperature District Heating System for Low Energy Buildings. The 11th International Symposium on District Heating and Cooling. August 31 to September 2, 2008, Reykjavik, ICELAND

Furbo, S. (2005) Heat storage for solar heating systems, Educational note, BYG.DTU U-071, ISSN 1396-4046, 2005, pp 17-18.

Klein, S.A. et al., (2006) TRNSYS manual version 16.1, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin.

Thorsen, J.E., Boysen, H. (2004): "Control Concepts for DH Compact Stations Investigated by Simulations". 9th *International Symposium on District Heating and Cooling, Finland.*

Thorsen, J.E. (2002): "Dynamic Simulations of DH House Stations". 7. *Dresdener Fernwärme-Kolloquium, Germany*

Benonysson, A., Boysen, H. (1995): "Optimum control of heat exchangers". 5th *International symposium on automation of district heating systems, Finland.*

Appendiks 3: Analyse og design, fjernvarmeforsyning

Energistyrelsen

**Udvikling og demonstration
af lavtemperaturfjernvarme
til lavenergibyggeri
(EFP2007)**

Analyse og designkoncept,
fjernvarmeforsyning

December 2008

COWI A/S

Parallelvej 2
2800 Kongens Lyngby

Telefon 45 97 22 11
Telefax 45 97 22 12
www.cowi.dk

Energistyrelsen

Udvikling og demonstration af lavtemperaturfjernvarme til lavenergibyggeri (EFP2007)

Analyse og designkoncept,
fjernvarmeforsyning

December 2008

Dokumentnr. 006

Version

Udgivelsesdato December 2008

Udarbejdet PKO / HELA

Kontrolleret

Godkendt

Indholdsfortegnelse

1	Konklusion	3
1.1	Konklusion - ledningsnetanalyser	3
1.2	Konklusion - samfundsøkonomisk analyse og miljø	5
2	Indledning	7
2.1	Formål	8
3	Referencehus og -område	9
3.1	Referencehus	9
3.2	Referenceområde	12
4	Brugerinstallation (unit)	13
5	Analyse af ledningsnet	15
5.1	Introduktion / formål	15
5.2	Formål	16
5.3	Generelle antagelser	16
5.4	Generel metode	21
5.5	Scenariebeskrivelse	22
5.6	Scenarie 0 - reference (VVB-ref)	22
5.7	Scenarie 1 - Fjernvarmebeholder (FVB)	26
5.8	Scenarie 2 - Gennemstrømsvarmeveksler (GVV, 10 bar)	32
5.9	Scenarie 3 - Varmtvandsbeholder (VVB, 10 bar)	36
5.10	Følsomhedsanalyser	40
5.11	Konklusion og resultater - ledningsnet analyser	43
6	Samfundsøkonomisk analyse og miljø	47
6.1	Formål/indledning	47
6.2	Generel metode	47
6.3	Generelle antagelser	47
6.4	Sammenligning af fjernvarmescenerier	54

6.5	Sammenligning med varmepumper	56
6.6	Konklusion på økonomisk analyse og miljø	64
7	Referencer	66

1 Konklusion

Der er udviklet et designkoncept for fremtidens fjernvarme til lavenergibyggeri med fokus på optimering af investeringer i systemet samt nedbringelse af driftsudgifterne, herunder varmetab. Løsningerne er sammenlignet samfundsøkonomisk med "traditionel" fjernvarme og individuelle varmepumper.

Designkonceptet til fjernvarmeforsyningen er baseret på:

- Lave fjernvarmetemperaturer (lavere varmetab).
- Mindre ledninger (lavere varmetab og mindre investeringer).
- Brug af twinrør i alle ledningsstørrelser (lavere varmetab og mindre investeringer).

Designkonceptet er analyseret i forskellige typer fjernvarmesystemer ved at benytte forskellige typer brugerinstallationer. Udgangspunktet er en reference-situation med "traditionelt" fjernvarmedesign. Følgende scenarier er analyseret:

- **Reference** (Traditionel fjernvarme med bl.a. varmtvandsbeholder, enkelt rør, temperatursæt 80/40 °C).
- **Fjernvarmebeholder unit - FVB** (Nyt koncept, oplagring af fjernvarmevand).
- **Gennemstrømsvarmeveksler unit - GVV.**
- **Varmtvandsbeholder unit - VVB.**

Varmetætheden er afgørende og forskellig fra område til område. I dette projekt baseres analyserne på et område i Hillerød med 92 "traditionelle" parceller, hvorpå der placeres lavenergiklasse 1 huse. Det nye net kobles på det eksisterende fjernvarmenet med en blandesløjfe eller varmeveksler.

1.1 Konklusion - ledningsnetanalyser

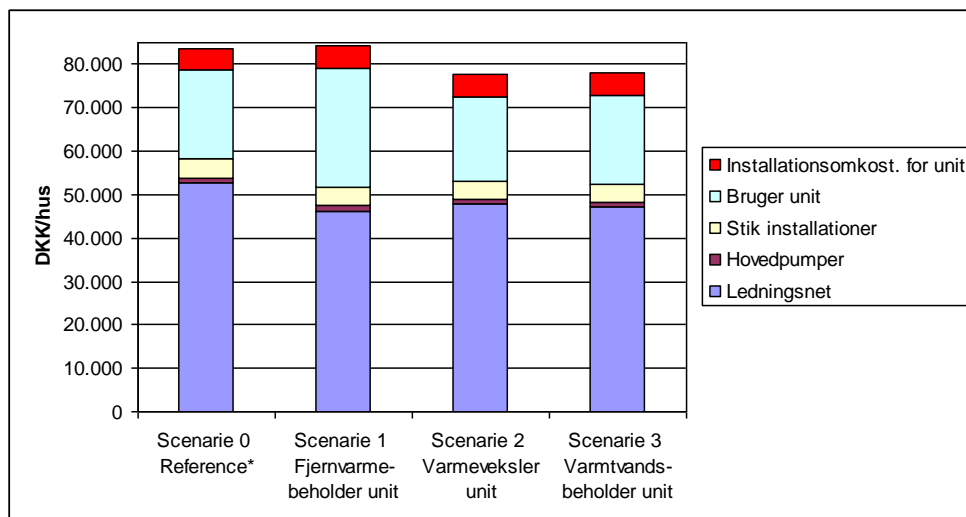
Overordnet set kan der konkluderes, at de forskellige typer installationer i huse ikke har store konsekvenser for det samlede ledningsnet.

Investeringer I referencescenariet er investeringerne i ledningsnettet 4,86 mio. DKK. For det nye koncept er investeringerne i ledninger mindre end i referencen. Minimum er 4,25 mio. DKK til scenarie med fjernvarmebeholder (FVB), og maksimum er 4,39 mio. DKK i scenarie med varmtvands beholder (VVB).

Varmetab I referencescenariet er varmetabet 36 % af leveret energi til ledningsnettet. I det nye koncept reduceres tabet væsentligt. Varmetabet er størst i scenariet med varmtvandsbeholderen. Dette skyldes primært højere temperaturkrav end til gennemstrømsvarmeveksler og fjernvarmebeholder. Varmetabet er i varmtvandsbeholder scenariet er 16 % af leveret energi til ledningsnettet og i fjernvarmebeholder scenariet er varmetabet 12 % af leveret energi til nettet. Der skal understreges, at der er tale om teoretiske værdier, og at erfaringen siger, at varmetabet typisk er 20 % højere i virkeligheden. Konklusionen er, at der med det optimerede designkoncept kan opnås meget lave varmetab i ledningsnettet på trods af det meget lave varmeforbrug i lavenergihusene.

Pumpeudgifter Pumpeudgifterne er forskellige, men vil have minimal betydning for den samlede økonomi, da mindste pumpeenergi er ca. 3.700 kWh_{el}/år (gennemstrømsvarmeveksler scenarie) og højeste pumpeenergi er 6.000 kWh_{el}/år (fjernvarmebeholder scenarie). Dette skal ses i forhold til det samlede energibehov hos forbrugerne på 621.000 kWh_{varme}/år.

Nedenstående figur viser resultaterne for samlet investering pr. bolig:



Figur 1.1 Anlægs økonomi pr. bolig for 4 forskellige typer fjernvarmesystemer (4 forskellige brugerinstallationer).

Det fremgår tydeligt, at den største del af anlægsudgifterne går til ledningerne. Bemærk antagelsen om, at systemet kobles på et eksisterende fjernvarmenet, og dermed er udgifter til produktionsenheder medregnet. Samlet set er der ikke stor forskel pr. bolig for alle de analyserede scenarier.

Forskellen i udgifter mellem scenarie 0 og 3 ligger kun i ledningsnetomkostningerne, da begge scenarier er baseret på sammen unit type, varmtvandsbehol-

der. I det "traditionelle" fjernvarmekoncept (reference) er ledningsudgifter på 4,86 mio. DKK, hvilket er lidt dyrere end det nye koncept med twinrør, hvor udgifterne til ledninger er 4,33 mio. DKK.

Af udgifterne til ledningsnettet udgør selve ledningerne ca. 1/3, resten er til jord samt smedearbejde. Dette betyder, at reducerede ledningsdimensioner ikke har den helt store indflydelse på anlægsøkonomien, når man er nede i så små dimensioner, som der er tale om (maks. dimension er DN65).

Fjernvarmebeholderen og gennemstrømsvarmeveksleren er de bedste unit typer til lavtemperaturfjernvarme. De to unit typer adskiller sig dog væsentligt i kravet til ledningsnettet.

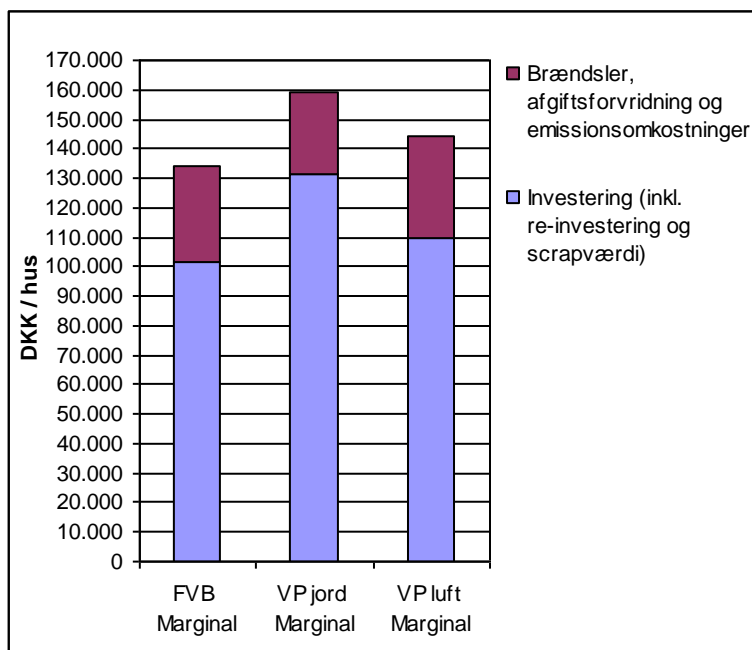
- FVB - Fordelagtig ved tilkobling af nye fjernvarmeledninger i yderkant-områder af eksisterende fjernvarmenet, hvor der er lavt differenstryk, da beholder kræver lavt konstant flow.
- GVV - Fordelagtig i områder tættere på værk eller pumpestationer med fornuftigt differensstrykdækning.
- FVB og GVV - Fordelagtig i forbindelse lavtemperaturvarmekilder.

1.2 Konklusion - samfundsøkonomisk analyse og miljø

Der er opstillet samfundsøkonomisk analyse for dels at kunne belyse økonomien for de forskellige fjernvarmescenarier igennem en årrække (30 år) og dels for at sammenligne lavtemperaturfjernvarme med en konkurrerende varmeteknologi til lavenergi huse, nemlig individuelle varmepumper.

I ovenstående afsnit blev det nævnt, at der ikke er stor forskel i anlægsudgifterne fjernvarmescenarierne imellem, men vigtigt at bemærke er referencescenariets højere varmetab, hvilket kommer til udtryk i den samfundsøkonomiske beregning, hvor udgiften til brændsler inklusive emissionsomkostninger er væsentligt højere.

Fra den samfundsøkonomiske sammenligning med varmepumper henholdsvis jordvarme og luft-til-vand kan det konkluderes, at lavtemperaturfjernvarme er fuldt konkurrencedygtigt med varmepumper. Med de givne "standard"-antagelser fremstår fjernvarmen endda billigere end begge typer varmepumper. Se Figur 1.2. Af figuren fremgår det, at investering og reinvestering står for de primære omkostninger i løbet af de 30 år, både for fjernvarmen og varmepumperne.



Figur 1.2 Samfundsøkonomi over 30 år pr. hus for henholdsvis lavtemperaturfjernvarme og varmepumper.

Endvidere er der foretaget en vurdering af de miljømæssige emissioner, for henholdsvis lavtemperaturfjernvarme og varmepumper. Forskellige brændsler er blevet holdt op mod hinanden, og konklusionen er, at ved marginal betragtning ser fjernvarme bedst ud med hensyn til CO₂, mens varmepumperne vinder i forhold til SO₂ og NO₂. Analysen viser dog, at det med biobrændsler er muligt at opnå CO₂-fri fjernvarme, og udledningen af SO₂ og NO_x kan reduceres til samme niveau som varmepumperne. Endvidere kan solvarme og overskudsvarme betyde næsten emissionsfri varmeforsyning, ligesom udbygning af vindkraft medfører lavere emissioner for varmepumper.

2 Indledning

Denne rapport udgør en del af EFP-projektet "Udvikling og demonstration af lavenergifjernvarme til lavenergibyggeri", som består af følgende hovedelementer:

- 1 Analyse og fastlæggelse af designkoncept.
- 2 Udvikling og test af prototyper.
- 3 Demonstration af samlet designkoncept.

Denne rapport omhandler pkt. 1, dvs. Analyse og fastlæggelse af designkoncept.

I Danmark er lavenergibyggeri undtaget fra tilslutningspligten til fjernvarme. Dette skyldes, at fjernvarmen i flere tilfælde har vist sig at være en samfunds- og brugerøkonomisk dårligere løsning end individuel opvarmning med f.eks. varmepumper. Hvorvidt den ene løsning er bedre end den anden fra et samfundsøkonomisk synspunkt afgøres primært af varmetætheden og den eksisterende forsyningstype. Varmetætheden i et område med lavenergibyggeri er lav, men er området placeret tæt på et eksisterende fjernvarmenet med f.eks. overskudsvarme, vil det være politisk korrekt, at dette område forsynes med fjernvarme. Brugerøkonomien er afhængig af tarifstrukturen i det enkelte forsyningsområde. Ofte er betalingen af fjernvarme baseret på husets størrelse og i mindre grad energiforbruget, hvilket ligeledes gør, at fjernvarme ender som en mindre attraktiv løsning til lavenergibyggeri for den enkelte forbruger.

For at forbedre fjernvarmes vilkår i områder med lavenergibyggeri har dette projekt fokus på at nedbringe inventeringen i fjernvarmenettet og omkostninger til driften, herunder reducere varmetabet. Investeringen kan nedbringes ved at benytte mindre rør end traditionelt. Omkostningerne til driften, herunder varmetabet, kan reduceres ved at sænke temperaturen, benytte twinrør samt mindre dimensioner.

Lavtemperaturfjernvarme er et vidt begreb, men i dette projekt defineres det som minimum 50 °C hos forbrugerne. Den lave fremløbstemperatur betyder, at varmtvandsproduktionen skal ske gennem en veksler af hensyn til legionella.

For at få mindre ledninger i fjernvarmenettet er der som alternativ til gennemstrømsvarmeveksleren, udviklet en ny fjernvarme unit. Den nye unit benævnes fjernvarmebeholder unit. Fjernvarmebeholderen består af en beholder med

fjernvarmevand, som gennem en varmeveksler til forbrugssiden kan udligne forbruget over 24 timer og dermed sikre et lavt, men konstant flow i fjernvarmenettet (unit er analyseret af DTU og demonstreres af Danfoss som en del af dette projekt).

Analyserne tager udgangspunkt i fjernvarmeforsyningen til 92 lavenergi-huse i Hillerød. Resultaterne sammenlignes i samfundsøkonomiske beregninger med individuel forsyning fra varmepumper.

2.1 Formål

Formålet er at udvikle et designkoncept for fremtidens fjernvarme til lavenergi-byggeri med fokus på optimering af investeringer i systemet samt nedbringelse af driftsudgifterne. Løsningerne sammenlignes samfundsøkonomisk med "traditionel" fjernvarme og individuelle varmepumper.

Designkonceptet til fjernvarmeforsyningen baseres på (pre-design):

- Lave fjernvarmetemperaturer (lavere varmetab).
- Mindre ledninger (lavere varmetab og mindre investeringer).
- Brug af twinrør i alle ledningsstørrelser.

Formålet er at teste designkonceptet i forskellige typer fjernvarmesystemer ved at benytte forskellige typer brugerinstallationer. Udgangspunktet er en referencesituation med "traditionelt" fjernvarme design. Følgende scenarier analyseres og sammenlignes (analyser af fjernvarmenet):

- Reference (traditionel fjernvarme med bl.a. varmtvandsbeholder, enkelt rør, temperatursæt 80/40 °C).
- Fjernvarmebeholder unit - FVB (nyt koncept).
- Gennemstrømsvarmeveksler unit - GVV.
- Varmtvandsbeholder - VVB.

For hvert scenarie angives investeringer samt driftsomkostninger til pumper og varmetab. Der udføres samfundsøkonomiske beregninger for løsningerne, og fjernvarmebeholder scenariet sammenlignes med to forskellige typer varmepumper.

Varmetætheden er afgørende og forskellig fra område til område. I dette projekt baseres analyserne på et område i Hillerød med "traditionelle" parceller, hvorpå der placeres lavenergi-huse. Området omtales "referenceområdet", og der er defineret et "referencehus" som lavenergi-hus placeret på hver af disse parceller. Erfaringen viser, at lavenergi-huse ofte har et højere varme-forbrug end angivet i designfasen. Derfor udføres indledningsvis en analyse af referencehusets reelle energibehov.

3 Referencehus og -område

3.1 Referencehus

Ved udlægning af et fjernvarmenet er varmedensiteten helt afgørende. Mængden af fjernvarme, der skal distribueres ud i de enkelte ledninger, afhænger af antal huse, og hvor tæt de ligger samt de enkelte hustyper og -størrelser. Derudover har antallet af personer pr. hus og deres varmeforbrugsvaner betydning for varmeforbruget.

Det er valgt at benytte et 145 m² enfamiliehus lavenergiklasse 1 som grundlag for alle husene i fjernvarmenettet. Der er altså ikke tale om et specielt stort hus, men tanken er, at hvis det er muligt at lave et rentabelt fjernvarmesystem til denne størrelse huse, så er konceptet også anvendeligt for større huse, hvor et større varmebehov sikrer et større varmesalg. Der opføres også mindre huse, men disse er rækkehuse. Tættere liggende boliger giver større varmetæthed i nettet, dvs. kortere rørlængder og mindre varmetab pr. leveret fjernvarmeenhed. Dermed vurderes konceptet brugbart for de fleste nye huse.

Det valgte referencehus er et lavenergihus i klasse 1, hvilket refererer til hustypen i det gældende danske bygningsreglement med de skrappeste krav til energiforbrug. Energikravet for det maksimale årlige energiforbrug ses nedenfor.

Tabel 3.1 Samlet energiramme for et lavenergihus klasse 1.

Definition af et lavenergihus klasse 1

$$35 + (1100 / A) \text{ kWh/m}^2 \text{ pr. år}$$

A er brutto opvarmet gulvareal i m²

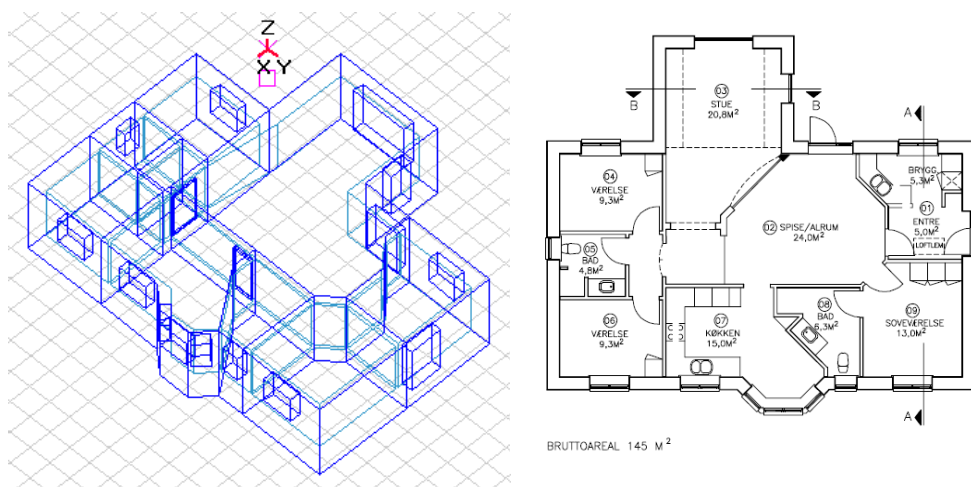
Energiramme for et 145 m² hus: 42.6 kWh/m² pr år

Definitionen inkluderer energi til rumopvarmning, varmt brugsvand, køling og elektricitet til installationer (pumper og ventilation). Med vedvarende energikilder som solenergi er det tilladt at forbruge mere energi end energirammen definerer.

Det maksimale energiforbrug for lavenergiklasse 1 huset er teoretisk (jf. energirammen, BR08) 50% lavere end et nyt standardhus, som det er foreskrevet i dag.

Referencehusets dynamiske energiforbrug til rumopvarmning er beregnet med bygningssimuleringsprogrammet "Bsim" på basis af typiske vejrdata (DRY-referenceåret). Af beregningen fremgår en oversigt over varmebehovet i samtlige af husets rum, time for time året rundt. Ud fra de typiske vejrdata fås af denne oversigt over husets samlede energiforbrug, inklusive husets interne varmetilskud og solindfald, og den reelle effekt tilført huset. Figur 3.1 viser modellen af referencehuset.

I forbindelse med energiramme- og Be06-beregninger anvendes normalt en indendørstemperatur på 20°C i alle opvarmede rum. For referencehuset giver det et teoretisk rumvarmebehov på 3028 kWh pr. år (20,9 kWh/m² pr. år). I praksis er forholdene dog ofte anderledes. Typiske temperaturer vurderes at være 24°C i badeværelser og 22°C husets øvrige rum. Denne forskel virker måske ikke specielt stor, men i et lavenergihus medfører det et væsentligt højere samlet varmebehov. Med de højere rumtemperaturer bliver rumvarmeforbruget 4450 kWh pr. år (30,7 kWh/m² pr. år), hvilket er næsten 50% højere end for tilfældet med 20°C i alle rum.



Figur 3.1 Bsim-model af referencehuset.

For at få referencehusets samlede fjernvarmebehov er det nødvendigt også at definere varmtvandsbehovet. Baseret på statistik og erfaringer er behovet fastlagt til 2300 kWh pr. år, hvilket svarer til ca. 155 liter 45°C varmt vand pr. dag.

Dette er lidt højere i forhold til det anslåede forbrug i SBI anvisning 213 og beregningsprogrammet Be06, der kan benyttes ved beregning af bygningers energiforbrug i forbindelse dokumentation af overholdelse af energibestemmelserne (Bygningsreglementet). Her anvises 250 liter/m² opvarmet etageareal pr. år, hvilket giver:

$$145 \text{ m}^2 * (250 \text{ l/m}^2 * 1 \text{ kg/l} * 4,187 \text{ kJ/kg K} / 3600 \text{ s/h} * (55-10) \text{ K} = 1897 \text{ kWh}$$

Varmtvandsforbruget afhænger dog meget af antallet af personer, der bor i huset, og med en familie boende i referencehuset virker det realistisk med et forbrug på 2300 kWh pr. år. Dette er desuden langt mindre end hvad Vandnormen DS 439 lægger op til for et parcelhus.

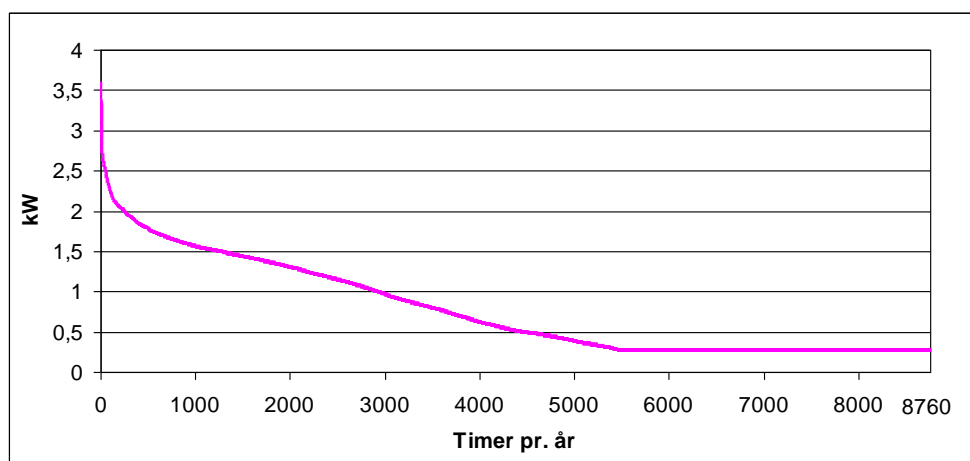
Totalt set er referencehusets gennemsnitlige varmebehov dermed 6750 kWh pr. år, hvoraf rumvarmen udgør 66% og det varme brugsvand 34%.

Tabel 3.2. Referencehusets total varmebehov.

Gennemsnitsvarmebehov i referencehuset	kWh/år
Varmt brugsvand	2.300
Rumopvarmning	4.450
Totalt	6.750

Varmetab fra fjernvarmeenheden, som ikke kan udnyttes (ved hjælp af ventilations varmegenvinding og fordeles i huset), hvilket primært er om sommeren, er ikke medtaget som ekstra varmebehov. Varmetabet er forskelligt for de forskellige typer fjernvarmeenheder. Størrelsen af det ubrugelige varmetab kendes ikke præcist nok, men vurderes at være for lille i forbindelse med sammenligning af forskellige fjernvarmescenarier med forskellige enhedstyper. Det er dog vigtigt, at varmetabet er så lavt som muligt af hensyn til energirammen for lavenergihuset.

Årsfordelingen af rumvarme-effektbehovet er illustreret i Figur 3.2.



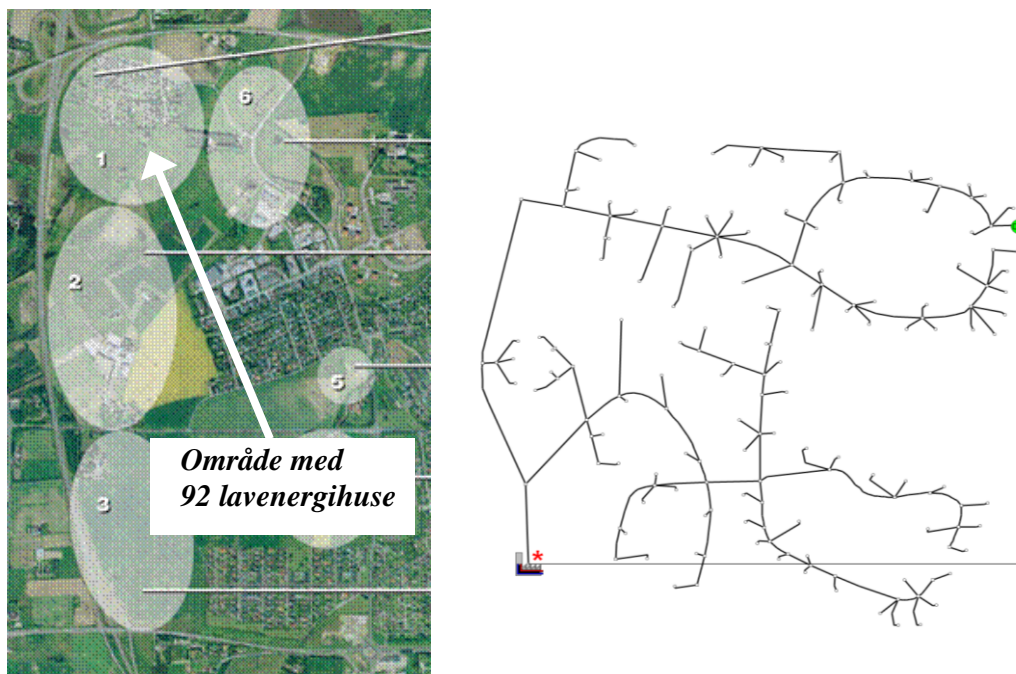
Figur 3.2 Varighedskurve med det gennemsnitlige rumvarmebehov (timemiddelværdier) i referencehuset (145 m²).

Af Figur 3.2 fremgår det, at det maksimale effektbehov (den koldeste dag på året) er 3,4 kW. Døgnmiddelværdier vil være en anelse lavere og vil kunne anvendes som designeffekter for huse med gulvvarme, fordi en sådan bygningskonstruktion kan akkumulere varme og udligne større kortvarige fald i indetempera-

turen. For ikke at fastlåse designkonceptet til huse med gulvvarme i alle rum blev det besluttet at benytte timemiddelværdierne.

3.2 Referenceområde

Et byområde er valgt som reference i forbindelse med udlægning af lavtemperaturfjernvarmenettet. Det valgte område er en del af Ullerødbyen i Hillerød Kommune. Området er i dag på planlægningsstadiet, men er udlagt til bebyggelse og energiforsyning med høj energieffektivitet. Figur 3.3 viser Ullerødbyen og det udvalgte delområde, der er udpeget til lavenergibebyggelse. Delområdet består af 92 enfamiliehuse, der tænkes opført som lavenergi klasse 1 huse. Til fjernvarmenetanalysen anvendes dette delområde som grundlag samt det nævnte referencehus, der definerer varmebehovet for hvert af de 92 huse.



Figur 3.3 Valgt område/lavenergibebyggelse i Ullerødbyen (Hillerød Kommune) for udlægning af lavtemperaturfjernvarmenettet.

4 Brugerinstallation (unit)

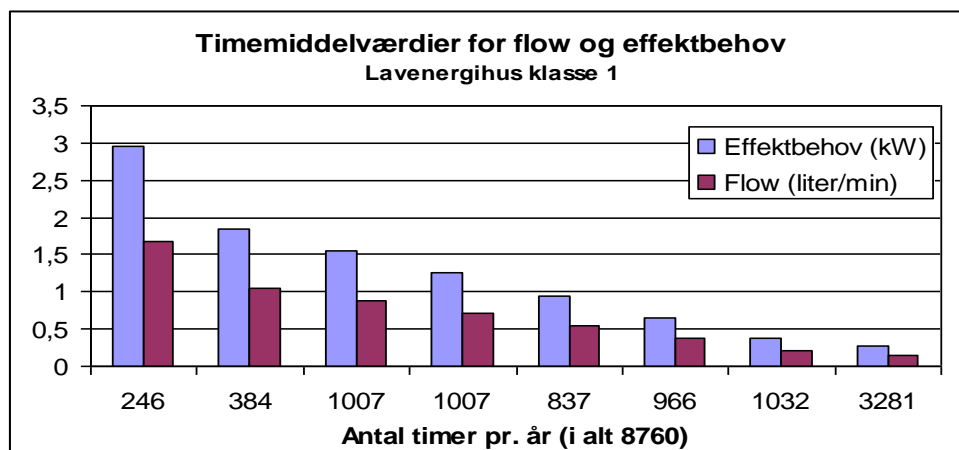
En ny type fjernvarmeunit er undersøgt i dette projekt. Der er tale om en brugerinstallation for rumopvarmning og en fjernvarmebeholder til udjævning af varmebehovet til varmt brugsvand. Denne analyse går ikke i dybden med design af fjernvarmeunits, men fordi de har afgørende betydning for dimensionering af ledningsnettet, er der set på tre typer unitdesigns i forskellige scenarier. De tre unit typer er

- Fjernvarmebeholderunit - FVB (ny type unit).
- Gennemstrømningsvekslerunit - GVV (intet varmelager).
- Varmtvandsbeholderunit - VVB (lagring af brugsvand).

De to sidste unittyper er velkendte principper, som er på markedet i dag.

Filosofien med en fjernvarmebeholderunit er, at lavere fjernvarmetemperaturer er tilstrækkeligt. Princippet er, at der oplagres fjernvarmevand, og med en separat veksler opvarmes brugsvandet ved at tage fjernvarmevand fra beholderen. Dermed oplagres der ikke brugsvand, som normalt, og det er ikke nødvendigt med mindst 60°C af hensyn til legionellisikring.

Derudover er filosofien, at forsyningen af fjernvarmevand kan reduceres til lave konstante fjernvarmeflow. Årsvariationen i forsyningsflowet til fjernvarmebeholderuniten for dækning af rumopvarmning og varmt brugsvand er vist på Figur 4.1 med opdeling i 8 forskellige behovsintervaller.



Figur 4.1 Timemiddelværdier for effekter og vandflow gennem året for fjernvarmebeholderenheten i referencehuset.

Det laveste interval dækker sommerperioden, hvor der kun er behov for varmt brugsvand. I den øvrige del af året, i alt ca. 7,5 måned, er der også rumvarmebehov, dvs. det er "fyringssæsonen" / "opvarmningssæsonen". For at tydeliggøre betydningen af indetemperaturen kan det her nævnes, at når der regnes med kun 20°C (i stedet for 22 og 24°C), bliver "opvarmningssæsonen" en måned kortere.

Varmeeffekter og vandflows vist på Figur 4.1 er meget små sammenlignet med traditionelle fjernvarmeenheder og huse. Det er, fordi effekten til varmt brugsvand er udjævnet til konstant at være ca. 0,26 kW. Alle udsving i effektbehovet er udjævnet med lagertanken. Den lave effekt på 0,26 kW svarer til ca. 9 liter pr. time i et fjernvarmesystem med 50°C i fremløbet og 25°C i retur. Det er kun 0,15 liter pr. minut, hvilket kan beskrives som "én kop pr. minut".

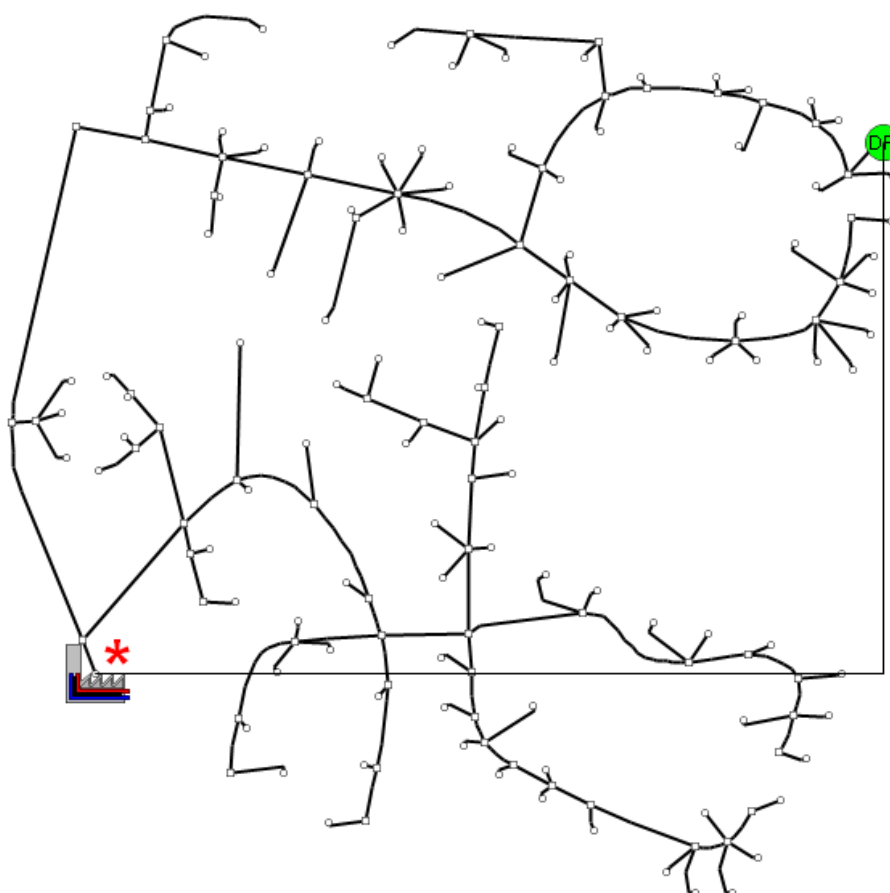
Når prototypen af fjernvarmebeholderenheten bliver afprøvet i den første husstand, vil det vise sig, hvad det optimale primær flow vil være. Det er muligt, at et højere flow kan mindske varmetabet og udnytte kapaciteten fuldt ud i stikledningen (mindste fjernvarmerørdimension, som Logstor fremstiller).

5 Analyse af ledningsnet

5.1 Introduktion / formål

I dette afsnit udføres beregninger for ledningsnettet på baggrund af varmeforbruget i referencehuset og tre forskellige installationstyper til husene.

Området udlægges som et selvstændigt ledningsnet for at have et højt differenstryk, som kan sikre små ledninger. Desuden varieres fremløbstemperaturen på værket, mens den holdes konstant hos forbrugere for at sikre det mindst mulige varmetab.



Figur 5.1 Oversigt over ledningsnet med 92 forbrugere i Ullerødbyen

Ledningstracé placeres på traditionel vis i vejen. Vekslerstation er placeret i den sydlige del af nettet af hensyn til senere sammenkobling med øvrige områder mod syd. Der er ikke foretaget optimering af nettet med fokus på reduktion af den samlede ledningslængde.

5.2 Formål

Formålet er at sammenligne varmetab, ledningsomkostninger og pumpeudgifter ved forskellige installationstyper i husene. Ledningsnettet analyseres for følgende scenarier:

- Scenarie 0 - Reference (VVB-ref): Dette scenarie udføres så vidt muligt med "traditionel" fjernvarmedesign, både hvad angår valg af ledningstype, dvs. enkeltrør som dimensionering og temperatursæt 80/40 °C. Der antages, at husene har varmtvandsbeholdere, VVB.
- Scenarie 1 - Fjernvarmebeholder (FVB): Illustration af ledningsdimensioner, investeringer, varmetabet og lignende, hvis FVB installeres i husene.
- Scenarie 2 - Gennemstrømsvarmeveksler (GVV): Illustration af ledningsdimensioner, investeringer, varmetabet og lignende, hvis GVV installeres i husene.
- Scenarie 3 - Varmtvandsbeholder (VVB) Illustration af ledningsdimensioner, investeringer, varmetabet og lignende, hvis VVB installeres i husene

Ovenfor nævnte installationer i husene har forskellige tilslutningseffekter og samtidighed. Derfor vil ledningsnettet også blive forskelligt.

Desuden er formålet at undersøge, hvor meget varmetabet kan mindskes ved at skifte "traditionelt" design og ledningstyper ud med nye koncepter omkring meget lave fremløbstemperaturer og små twinledninger med høj isoleringsevne.

5.3 Generelle antagelser

Følgende generelle antagelser er gjort:

- Minimum fremløbstemperatur hos kunde: 50 °C for FVB og GVB, men på grund af legionella er den 60 °C for VVB.
- Maksimum fremløbstemperatur, i spidslast hæves temperaturen op til 70 °C.
- Fjernvarmebeholder (FVB) design/spidslast effekt pr. unit: 3,7 kW.
- Varmtvandsbeholder (VVB) design/ spidslast effekt pr. unit: 8 kW.
- Gennemstrømsvarmeveksler (GVV) design/ spidslast effekt pr. unit: 32 kW.

- Varmtvandsforbrug pr. bolig: 6,24 kWh pr. døgn / udjævnet over et døgn i en fjernvarmebeholder, svarer dette til en effekt på 0,26 kW.
- Varmeforbrug pr. bolig, spidslast (142): 3,44 kW.
- Det samlede energiforbrug pr. hus er 6750 kWh/år, hvilket er 621.000 kWh/år for 92 huse.
- Varmetæthed for det givne område er: 5,7 kWh/år/m².
- Varmetæthed pr ledningslængde er: 193 kWh/år/ m ledning.

Varmetabsberegning udføres i 8 stationære beregninger. Følgende varighedsdata benyttes:

Table 5.1 Varighedsdata til beregning af varmetab

Pr. bolig [kW]	Samlet effekt [kW]	Varighed [timer]	Total energiforbrug [kWh]
2,29	210	246	51.777
1,83	168	384	64.548
1,53	141	1.007	142.184
1,26	116	1.007	116.338
0,95	87	837	72.786
0,64	59	966	56.867
0,39	36	1.032	37.270
0,26	24	3.281	79.236
SUM		8.760	621.006

Spidslast-effekten for gennemstrømsvarmevekslere og varmtvandsbeholdere vil i meget korte perioder være højere end vist i Tabel 5.1, men til beregning af varmetabet vurderes, at midlet døgn gennemsnit er tilstrækkeligt.

Afkøling hos kunde er forskellig for de tre typer installationer hos forbrugerne. Følgende driftsdata er oplyst af Danfoss / DTU / DTU Tabel 5.2 Unit input til design af ledningsnet, kilde: Danfoss

	Spidslast	Mellemlast	Tomgang
	[T _{frem} /T _{retur}]	[T _{frem} /T _{retur}]	[T _{retur}]
Fjernvarmebeholder (FVB)	70/22	50/22	22
Gennemstrøms VV (GVV)	70/16	50/22	40
Varmtvandsbeholder (VVB)	70/27	65/29	55

- Om sommeren vil både GVV og VVB køre en del i tomgang - i situationer, hvor der ikke er noget varmebehov, men kun brugsvandsbehov. Der antages, at GVV kører i tomgang 23,5 timer pr. døgn, og at VVB kører i tomgang 22 timer pr. døgn.

- Maksimum trykniveau: varieres mellem 6 bar(g) og 10 bar(g), afhængigt af scenarie. Trykniveau angives i bar(g) gauge, svarende til det trykniveau, som måles i ledningerne med et manometer.
- Minimum trykniveau og holdetryk: 2,0 bar(g).
- Maksimum trykgradient: angives individuelt for hvert scenarie.
- Maksimum hastighed: 2,0 m/s.
- Jordtemperatur: Deles ind i 8 intervaller på varighedskurven mellem 0-16 °C (uforstyrret jordtemperatur fastsættes i henhold til Kvistgaard og Hadvig).
- Til beregning af pumpeenergi benyttes Grundfos CRE 10-4 pumpe. For at opnå et arbejdsområde på 8 bar og et relativt lavt flow, skal der placeres 2 stk. i serie.
- Bypass flow i enden af hver vej eller hos sidste forbruger for at sikre en givet minimumstemperatur.
- Tryktabet i ledningsnettet påvirkes (øges) grundet retningsændringer, afspærringsventiler, dimensionsændringer mv. Ved modelsimuleringerne forøges det hydrauliske friktionstab med 20 % ud fra erfaringstal. Dvs. at der benyttes en faktor 1,2 på tryktabene i TERMIS-simuleringerne.
- Minimum differenstryk hos forbruger: 0,5 bar.
- Tryktab over veksler til eksisterende fjernvarmeområde er ikke medtaget i beregninger. I de fleste områder vil dette ikke have konsekvenser for ledningsnettet, men i områder med store terrænforskelle vil det kunne betyde marginalt større ledninger.
- Terrænkote er antaget til 0 m i hele området.
- Hydraulikprogrammet kan ikke regne på twinrør, og derfor antages konstante varmetabskoefficienter for frem og retur.
- Hydraulikprogrammet kan ikke regne på negative varmetabskoefficienter, hvilket i få tilfælde er nødvendigt i returledningerne. I disse tilfælde er varmetabet antaget til 0.

Følgende ledningsdata benyttes i beregninger, kilde: Logstor.

Tabel 5.3 Ledningskatalog for twinrør til netberegninger

Type	Indre diameter [mm]	Frem - Varmetabs koef* [W/m/K]	Retur - Varmetabs koef* [W/m/K]	Ruhed [mm]	Anlægspris* [DKK]
Alx 14/14-110	10,0	0,06	0,00	0,02	1199
Alx 16/16-110	11,6	0,07	0,00	0,02	1199
Alx 20/20-110	15,0	0,08	0,00	0,02	1228
Alx 26/26-125	20,0	0,09	0,00	0,02	1535
Alx 32/32-125	26,0	0,11	0,00	0,02	1562
Tws-DN32	37,2	0,12	0,00	0,10	1778
Tws-DN40	43,1	0,14	0,00	0,10	1822
Tws-DN50	54,5	0,14	0,00	0,10	1982
Tws-DN65	70,3	0,17	0,00	0,10	2055
Tws-DN80	82,5	0,18	0,00	0,10	2148

*Varmetabskoefficienter baseret på et temperatursæt på 55/25 °C og Jord 8 °C

**2008 priser baseret på nedlægning i ubefæstet på Nordsjælland

Da der er tales om nybebyggelse, benyttes priser for ledningslægning i ubefæstet areal.

I sommerperioden vil ledningsnettet en stor del af tiden køre i tomgang, dvs. meget mindre belastning. Konsekvensen er højere returtemperatur og dermed nye varmetabskoefficienter.

Tabel 5.4 Varmetabskoefficienter til beregning af sommer drift (ændres for twinrør på grund af højere returtemperatur)

Type	Indre diameter [mm]	Frem - Varmetabs koef* [W/m/K]	Retur - Varmetabs koef* [W/m/K]
Alx 14/14-110	10,0	0,05	0,04
Alx 16/16-110	11,6	0,05	0,04
Alx 20/20-110	15,0	0,06	0,05
Alx 26/26-125	20,0	0,07	0,05
Alx 32/32-125	26,0	0,09	0,07
Tws-DN32	37,2	0,12	0,00
Tws-DN40	43,1	0,14	0,00
Tws-DN50	54,5	0,14	0,00
Tws-DN65	70,3	0,17	0,00
Tws-DN80	82,5	0,18	0,00

*Varmetabskoefficienter baseret på et temperatursæt på 55/40 °C og jord = 15 °C

I referencescenariet benyttes dog ikke twinrør, men standard serie 2, enkelt stålrør:

Tabel 5.5 Ledningskatalog for enkeltrør til netberegninger

Nominal diameter	Indre diameter [mm]	Frem - Varmetabskoeff* [W/m/K]	Retur - Varmetabskoeff* [W/m/K]	Ruhed [mm]	Anlægspris** [DKK / m tracé]
Aq15	13,0	0,12	0,12	0,02	1374
DN 20	21,7	0,11	0,11	0,10	1374
DN 25	28,5	0,13	0,13	0,10	1384
DN 32	37,2	0,16	0,16	0,10	1936
DN 40	43,1	0,18	0,18	0,10	2023
DN 50	54,5	0,20	0,20	0,10	2152
DN 65	70,3	0,23	0,23	0,10	2218
DN 80	82,5	0,24	0,24	0,10	2300

*Varmetabskoefficienter baseret på et temperatursæt på 80/40 °C og jord 8 °C

**2008 priser baseret på nedlægning i ubefæstet areal på Nordsjælland

For nye Alu-pex rør (Alx) og kobberør (Aq) angives den indvendige ruhed typisk helt ned til 0,01 mm. Ovennævnte større ruhed benyttes som et gennemsnitstal, der forventes efter en årrækkes drift af ledningerne.

For nye stålrør angives den indvendige ruhed typisk helt ned til 0,03 mm. Ovennævnte større ruhed benyttes som et gennemsnitstal, der forventes efter en årrækkes drift af ledningerne.

Samtidighed er baseret på samtidighed i brugsvand. En af konklusionerne på projektet er, at der er behov for bedre metoder til beregning af samtidighed for områder med lavenergibyggeri. Dog er følgende antagelser gjort i dette projekt:

- Samtidighed Fjernvarmebeholder (FVB): 1. Dette skyldes at den har et konstant lavt flow.
- Samtidighed for VVB og GVV vil være afhængig af antallet af forbrugere. Samtidigheden til parcelhuse er for GVV og VVB antaget til:

Tabel 5.6 Brugsvandssamtidighedsfaktor s for GVV og VVB afhængig af antallet af forbrugere på ledningsnettet.

Antal forbrugere	Samtidighedsfaktor s	
	GVV	VVB
1	1,00	1,00
2	0,66	0,75
3	0,56	0,63
4	0,47	0,60
5	0,39	0,53
6	0,34	0,50
7	0,31	0,49
8	0,30	0,48
9	0,28	0,46
10	0,25	0,44
20	0,19	0,23
30	0,12	0,19

Øvrige antagelser for units:

- FVB unit: Primær tank 200 liter, varmeveksler for varmt brugsvand, cirkulationspumpe og styreenhed, direkte fjernvarmetilslutning for rumvarmedel med shunt gruppe, elektronisk styreenhed, isoleringskappe. 27.600 DKK ekskl. moms.
- GVV unit: Standard fjernvarmeunit med gennemstrømningsvarmeveksler, direkte fjernvarmetilslutning for rumvarmedel med shuntgruppe, elektronisk styreenhed, kappe. 19.440 DKK ekskl. moms.
- VVB unit: Standard fjernvarmeunit med 150 liter lagertank (isoleret) til varmt brugsvand, direkte fjernvarmetilslutning for rumvarmedel med shuntgruppe, elektronisk styreenhed, kappe. 20.400 DKK ekskl. moms.
- Installationsomkostninger pr. fjernvarmeunit: 5.000 DKK.
- Udgift til stik-installationskomponenter pr. bolig: 4.256 DKK.
- Pris på hovedpumpeanlæg (tilstrækkeligt for alle fjernvarmescenarier): 105.000 DKK.
- Fjernvarmeunit elforbrug: Der er ikke medtaget elforbrug til pumper og styreenhed på varmeanlægssiden, da dette vurderes for lavt til at have indflydelse på de samlede resultater.

5.4 Generel metode

Ovenfor nævnte antagelser implementeres i en stationær hydraulisk model. Herefter dimensioneres ledningerne til det mindst mulige under forudsætning af, at trykniveau ikke overstiger 10 bar(g), og at hastighederne ikke overstiger 2,0 m/s.

Et 10 bar(g) system trykprøves til 1,2 eller 1,5 gange designtryk afhængig af det enkelte fjernvarmværks bestemmelser/krav i udbud. Dette betyder, at der er en sikkerhedsmargin indbygget i systemet ud over de 10 bar(g) på en faktor 1,2 eller 1,5. Desuden er der tale om en spidslast-situation, der meget sjældent opstår (-12 °C). Derfor designes ledningsnettet så småt, at der ved en maksimum hydraulisk belastning opnås et trykniveau marginalt under 10 bar(g).

Der er antaget et holdetryk på 2,0 bar(g), hvilket giver et "spillerum" på 8 bar op til trykgrænsen på 10 bar(g). Det er yderst usædvanligt med et spillerum på 8 bar til ledningstab i et område med "kun" 92 forbrugere. Dette er kraftigt medvirkende til, at ledningsdimensioner og dermed tab kan formindskes i forhold til traditionelt fjernvarmedesign.

Ledningerne dimensioneres til det mindste uden at tage hensyn til de store krav til differenstryk, dette kræver.

Systemer med fjernvarmebeholdere og gennemstrømsvarmevekslere designes til at kunne køre med en fremløbstemperatur på 50 °C hos den kritiske forbruger. Systemet med gennemstrømsvekslere kan køre med den lave fremløbstemperatur hele året. Systemet med fjernvarmebeholdere kan køre med en lav fremløbstemperatur 8500 timer om året. De sidste 200 timer hæves temperaturen til 70 °C. Den lave fremløbstemperatur betyder, at bypass vil køre mere end i et "traditionelt" fjernvarmesystem, også i varmesæson. Konsekvensen af at køre mere med bypass er dog beskeden i forhold til i et traditionelt system. Dette skyldes, at varmetabet generelt er mindre, og at varmere returvand vil mindske varmetabet i fremledningen, når der er tale om twinrør.

Der skal understeges, at beregningerne er teoretiske, da såvel varmetabskoefficienter som afkølinger hos forbrugerne er baseret på teoretiske værdier fra producenterne.

5.5 Scenariebeskrivelse

Følgende scenarier er inkluderet i netberegningerne:

- Scenarie 0 - Reference (VVB-ref): Dette scenarie udføres så vidt muligt med "traditionel" fjernvarme design, både hvad angår valg af ledningstype, dvs. enkeltrør og dimensionering og temperatursæt 80/40°C.
- Scenarie 1 - Fjernvarmebeholder (FVB): Illustration af ledningsdimensioner, investeringer, varmetabet og lignende, hvis FVB installeres i husene.
- Scenarie 2 - Gennemstrømsvarmeveksler (GVV): Illustration af ledningsdimensioner, investeringer, varmetabet og lignende, hvis GVV installeres i husene set.
- Scenarie 3 - Varmtvandsbeholder (VVB) Illustration af ledningsdimensioner, investeringer, varmetabet og lignende, hvis VVB installeres i husene.

5.6 Scenarie 0 - reference (VVB-ref)

Formål

Formålet med Scenarie 0 er at have en referencesituation til de øvrige scenarier. Referencesituationen skal så vidt muligt afspejle traditionel fjernvarme til lavenergibyggeri. Dette vil medføre ledningstab, som er høje i forhold til leveret energi.

Antagelser

Følgende hoved antagelser er gjort:

- Enkelt rør, serie 2.
- Unit type er en varmtvandsbeholder: 8 kW.
- Temperatursæt design 80/40 °C, Temperatursæt sommer 70/55 °C.
- Dimensionerende effekt: 3,7 kW pr. hus.
- Maksimum hastighed 1,0 m/s (DN80 og derunder).

- Maksimum trykgradient i stikledninger: 200 Pa/m.
- Maksimum trykgradient i hovedledninger: 150 Pa/m.
- Maksimum trykniveau 6 bar(g).
- Minimum trykniveau 2,0 bar(g).
- Differenstryk hos forbruger: 0,5 bar.
- Samtidig: jf. VVB i Tabel 5.6.

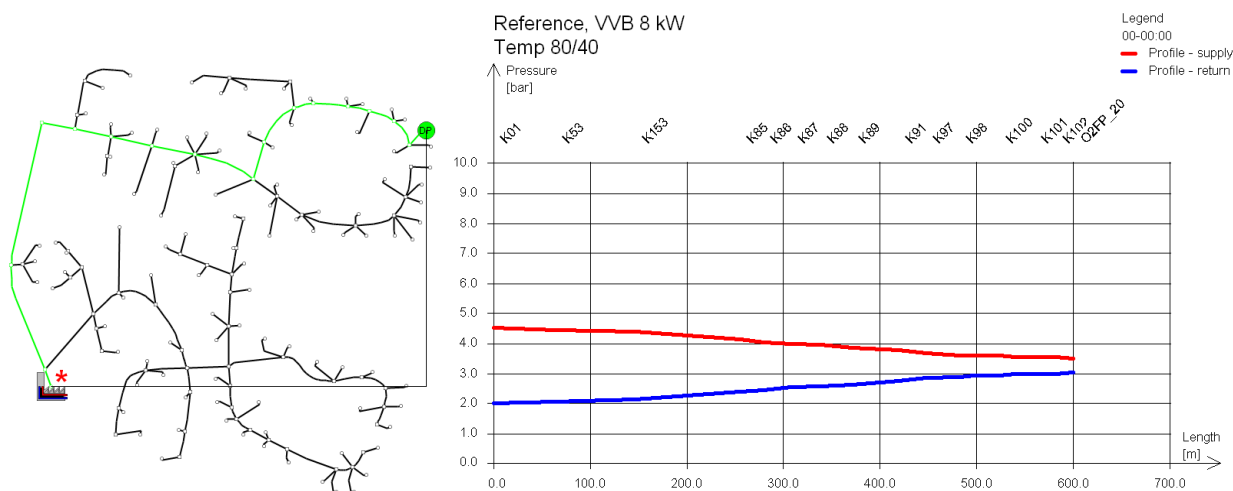
Metode

Følgende fremgangsmetode benyttes:

- Forbrug pr. kunde og afkøling defineres.
- Fremløbstemperatur på Værk defineres.
- Ledningsnettet optimeres for såvel vinter som sommer drift.
- Varmetabet beregnes for 8 intervaller som repræsenterer et år.
- Resultater tjekkes og eventuelle ændringer foretages og processen starter forfra.

Resultater

Når nettet i en spidslast-situation minimeres mest muligt, ser trykprofil fra værk/veksler til den kritiske forbruger (minimum differenstryk) således ud:



Figur 5.2 Kritisk rute i nettet og trykprofil fra værk til kritiske forbrugere (mindst differenstryk)

Maksimum trykniveau er 4,5 bar(g), og minimum trykniveau er 2,0 bar(g), begge ved værket/veksler. Maksimum hastighed er 0,81 m/s, og maksimum trykgradient er 200 Pa/m.

Varmetab -enkeltrør system

Varmetabet beregnes ved at dele varighedskurven op i 8 intervaller, og herefter beregnes varmetabet for hver periode:

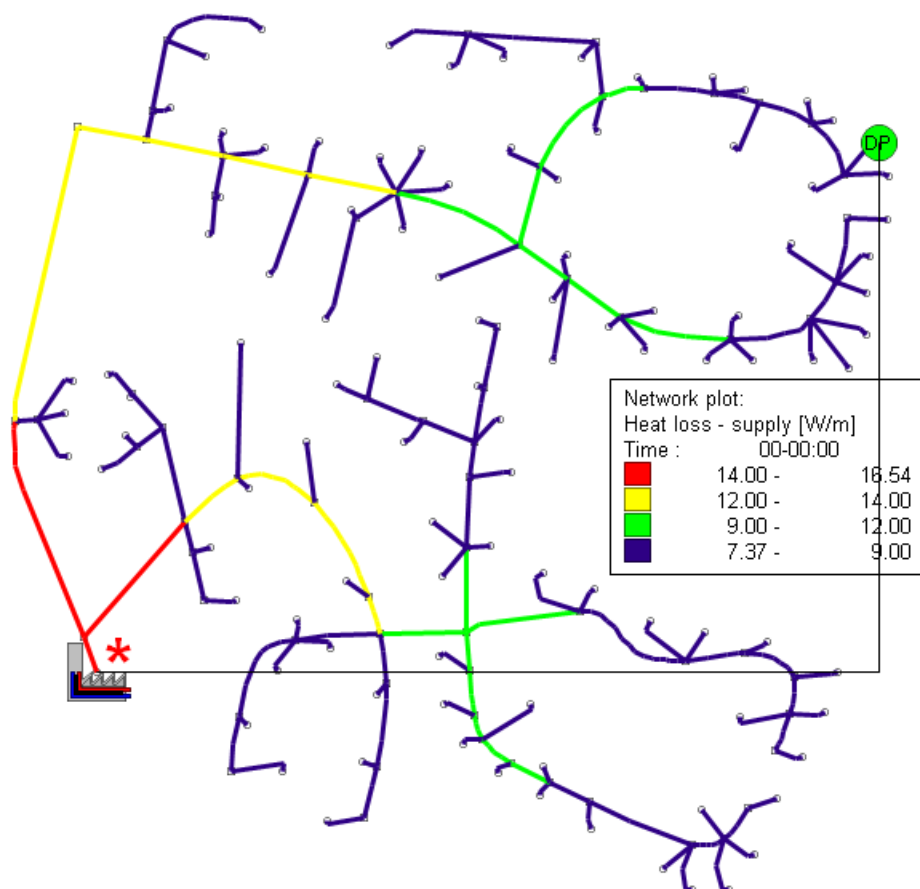
Tabel 5.7 Varmetabsberegning for reference situation med enkeltrør i 8 driftssituationer som repræsenterer et år.

Pr. bolig [kW]	Samlet effekt [kW]	Varighed [timer]	Total energiforbrug [kWh]	VT Frem [kW]	VT Retur [kW]	VT total energi [kWh]	Temperatursæt [°C]	Pumpe energi [kWh]	Bypass flow af samlet flow
2,29	210	246	51.777	29,4	13,1	10.455	80/40	49	-
1,83	168	384	64.548	29,2	12,5	16.013	80/40	77	-
1,53	141	1.007	142.178	28,9	11,9	41.084	80/40	201	-
1,26	116	1.007	116.338	28,6	11,2	40.079	80/40	201	-
0,95	87	837	72.786	28,6	11,2	33.313	80/40	84	ja
0,64	59	966	56.867	28,6	11,2	38.447	80/40	97	ja
0,39	36	1.032	37.270	28,6	11,2	41.074	80/40	103	ja
0,26	24	273	6.603	28,6	11,2	10.882	80/40	328	ja
0,26	24	3.008	72.633	22,6	15,2	113.687	70/55	301	ja (Tomgangs drift)
SUM		8.760	621.000			345.032		1.441	

Bemærk, at det er boligens timegennemsnitseffekt og ikke varmtvandsforbruget, der er bestemmende for beregningen af varmetabet. Varmtvandsforbruget har en spidslast på 8 kW, hvilket dog kun forekommer i pulser.

Af leveret energi er varmetabet på 36 % ($345.032 / (621.000 + 345.032)$). Det skal understreges, at dette også er teoretiske værdier, og erfaringen viser, at varmetabet typisk er 20 % større i virkeligheden. 37 % virker som et højt tal i forhold til normalt. Dette skyldes ikke højere varmetab, men derimod lavere energiforbrug i boligerne, hvilket betyder, at varmetabet bliver relativt højere.

Varmetabet i ledningsnettet i en spidslast-situation (80/40 °C) er illustreret i W/m i følgende figur. Bemærk, at store dimensioner altid har større varmetab, når der udelukkende tales om varmetab i W/m:



Figur 5.3 Varmetab pr. ledningslængde i fremløbsledningerne for referencesituationen [W/m]

Bemærk, at der kun er tale om en illustration af varmetabet i fremledningerne, dertil kommer varmetabet i returledningerne. Eksempler på varmetab for de forskellige typer ledninger kan ses i tabellen herunder:

Tabel 5.8 Eksempler på varmetab for de forskellige rørtyper i et enkeltør system (reference).

Stål enkelt rør - Serie 2	Kappe diameter	Varmetab		
		Frem	Retur	Total
Type	D	[W/m]	[W/m]	[W/m]
[-]	[mm]			
Aq15	93	7,96	3,53	11,49
DN 20	110	7,48	2,75	10,23
DN 25	110	9,06	3,63	12,69
DN 32	125	11,24	4,29	15,53
DN 40	125	12,81	4,80	17,61
DN 50	140	14,30	5,35	19,65
DN 65	160	16,53	6,03	22,56

Temperatursæt 80/40 °C, jordtemp: 8 °C

Ledningsomkostninger

Ledningsdimensioner, længder og anlægspris for referencenettet er:

Table 5.9 Ledningstyper og anlægspris for reference

TYPE	Antal	Længde [m]	Pris pr. m tracé [DKK]	Samlet pr. type [DKK]	
Aq15	104	1.470	1.374	2.019.333	
DN20	37	800	1.374	1.099.303	
DN25	13	288	1.384	398.813	
DN32	3	121	1.936	233.782	
DN40	9	333	2.023	673.841	
DN50	2	137	2.152	295.265	
DN65	1	65	2.118	137.670	
	169	3.214		4.858.008	DKK

Konklusion - reference scenarie

Følgende kan konkluderes

- Teoretisk varmetabet i ledningsnettet er 36 % af energi leveret til nettet.
- Maksimum trykniveau i en stationær situation er 4,5 bar(g).
- Teoretisk pumpeenergi: 1.140 kWh/år.
- Stikledning er en Aquavarm 15 mm, med en indre diameter på 13 mm og en kappedimension på 93 mm.
- Ledningsomkostningerne er 4,9 mio. DKK.

5.7 Scenarie 1 - Fjernvarmebeholder (FVB)

Formål

Formålet med Scenarie 1 er at dimensionere ledningsnettet, beregne varmetab og pumpeudgifter.

Antagelser

Følgende hovedantagelser er gjort:

- Twinrør, serie 2.
- Dimensionerende effekt: 3,7 kW pr. hus.
- Dimensionerende temperatursæt: Minimum fremløbstemperatur ved FVB er 50 °C, hvilket giver en fremløbstemperatur af værk på 55 °C. Dog vil fremløbstemperaturen hæves i en spidslast-situation på 246 timer. I spidslast-situationen hæves fremløbstemperaturen til 70 °C. I alle situationer afkøles returen i FVB til 22 °C. Dette er teoretiske værdier (fra FVB specifikation), da unit endnu ikke er afprøvet.

- Maksimum hastighed 2,0 m/s.
- Maksimum trykniveau 10 bar(g) (følsomhedsanalyse med 6 bar(g)).
- Minimum trykniveau 2,0 bar(g).
- Differenstryk hos forbruger: 0,5 bar.
- Minimum temperatur hos forbruger: 50 °C.
- Samtidighed: 1.

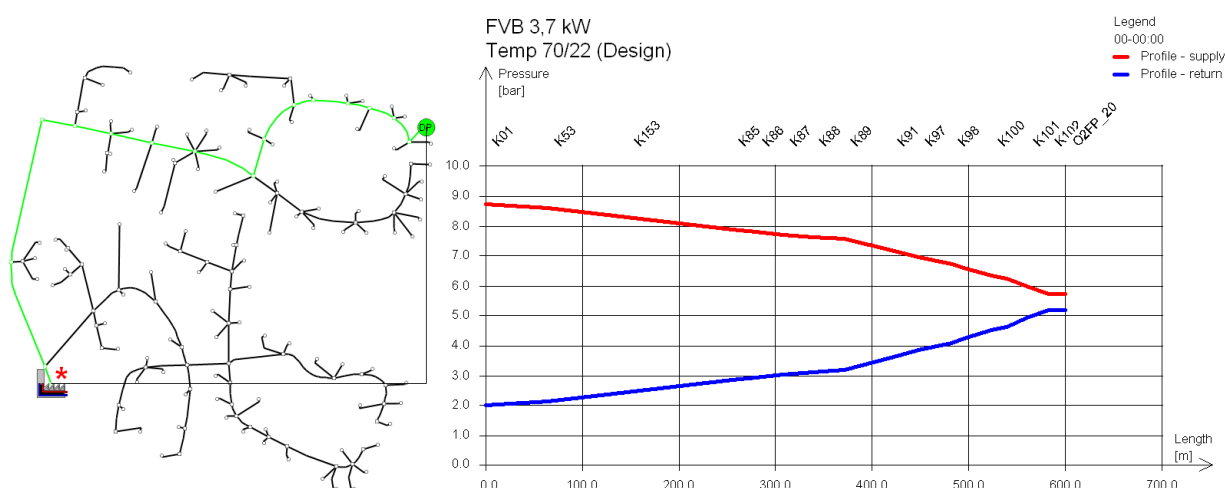
Metode

Hovedformålet med FVB er at sikre et kontinuert lavt flow i ledningsnettet. Dette skal primært sikre små stik og gadeledninger, mens hovedledninger må forventes at være af samme dimension som for andre typer af husinstallationer.

Nettet designes for en spidslast-situation med en fremløbstemperatur på 70 °C. Teoretisk set vil denne driftssituation kun være nødvendig mindre end 200 timer om året. Den resterende del af tiden er fremløbstemperaturen styret af en minimumstemperatur hos kunden på 50 °C. Typisk vil dette betyde en temperatur ab værk/veksler på ca. 55 °C.

Resultater

Når nettet i en spidslast-situation minimeres mest muligt, ser trykprofil fra værk/veksler til den kritiske forbruger (minimum differenstryk) således ud:



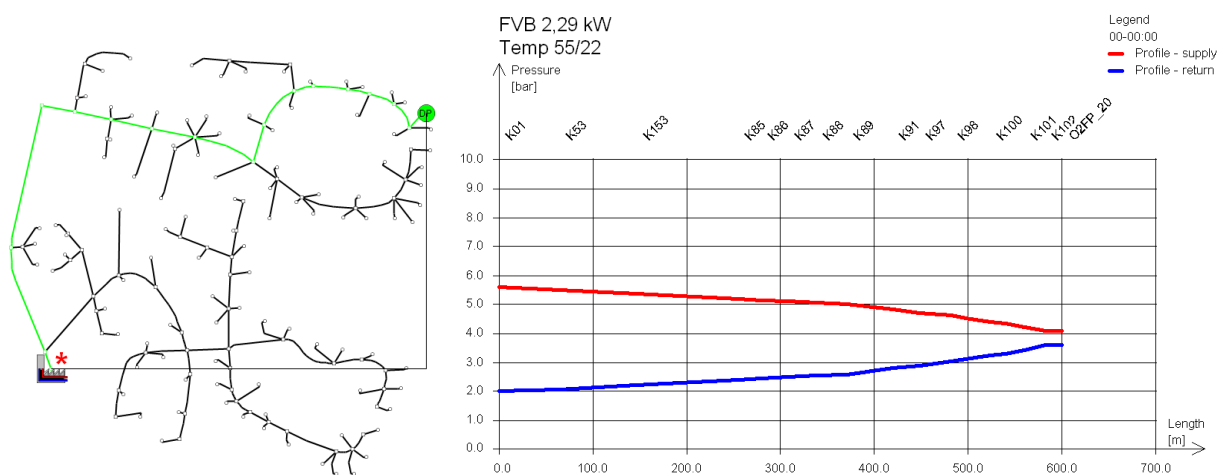
Figur 5.4 Kritisk rute i nettet og trykprofil fra værk til kritiske forbrugere (mindst differenstryk).

Maksimum trykniveau er 8,8 bar(g), og minimum trykniveau er 2,0 bar(g), begge ved værket/veksler. Trykniveauet er 1,2 bar under designkriteriet på 10,0 bar(g). Dette skyldes, at en hovedledning en dimension mindre vil forårsage et trykniveau over 10 bar(g). Maksimum hastighed er 1,92 m/s, hvilket er i en gadeledning.

Stikledningerne er mindste dimension, Alx 14/14, med en indre diameter på 10 mm. På trods af dette, er den ikke hårdt belastet med en hastighed på 0,28 m/s og en trykgradient på ~260 pa/m.

Mellemlast drift

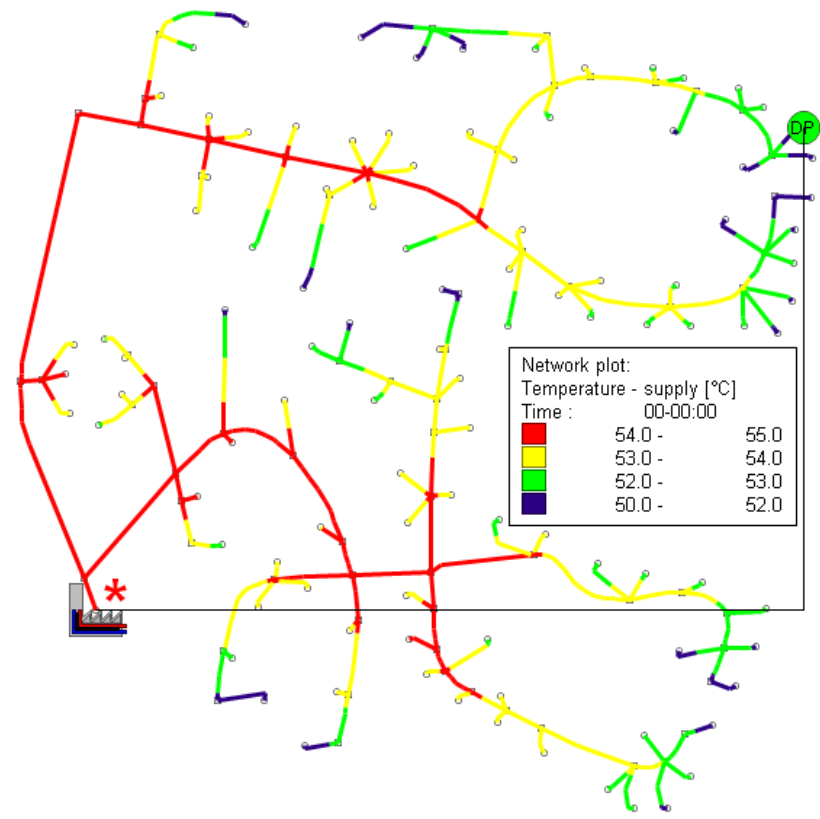
Belastningen i ledningsnettet er på 2,29 kW pr. hus eller mindre i 8500 timer i året. I disse driftssituationer benyttes en fremløbstemperatur på minimum 50 °C hos forbrugerne. Trykprofilen for en belastning på 2,29 kW pr. hus og et temperatursæt på 55/22 °C ser således ud:



Figur 5.5 Kritiske rute i nettet og trykprofil fra værk til kritiske forbruger (mindste differenstryk).

Maksimum trykniveau er 5,6 bar(g), og minimum trykniveau er 2,0 bar(g), begge ved værket/veksler. Ledningsnettet vil i realitet derfor belastes langt under grænsen på de 10,0 bar(g) det meste af året.

For at opretholde temperaturen på 50 °C hos forbrugerne skal der placeres omløb for enden af hver vej. Omløbet vil hæve returtemperaturen, men dette er af begrænset betydning for varmetabet i twinrør, hvor højere returtemperatur vil øge varmetabet i returledning, men mindske varmetabet i fremløbsledningen.



Figur 5.6 *Fremløbstemperaturer i en forbrugssituation på 1,53 kW pr. bolig og en ab værk / veksler temperatur på 55 °C (drift uden omløb).*

Kravet er minimum 50 °C i fremløb hos forbrugerne. Som det fremgår i Figur 5.6, er der mellem 50-52 °C. Et termostatisk styret omløb være nødvendigt i driftssituationer, hvor forbruget er mindre end 1,53 kW pr. bolig. Temperaturniveauet i fremløbsledningerne i Figur 5.6 vil være repræsentativt for alle driftssituationer under 1,53 kW pr. bolig, med mindre omløbet styres efter temperaturer under de 50 °C.

Varmetab

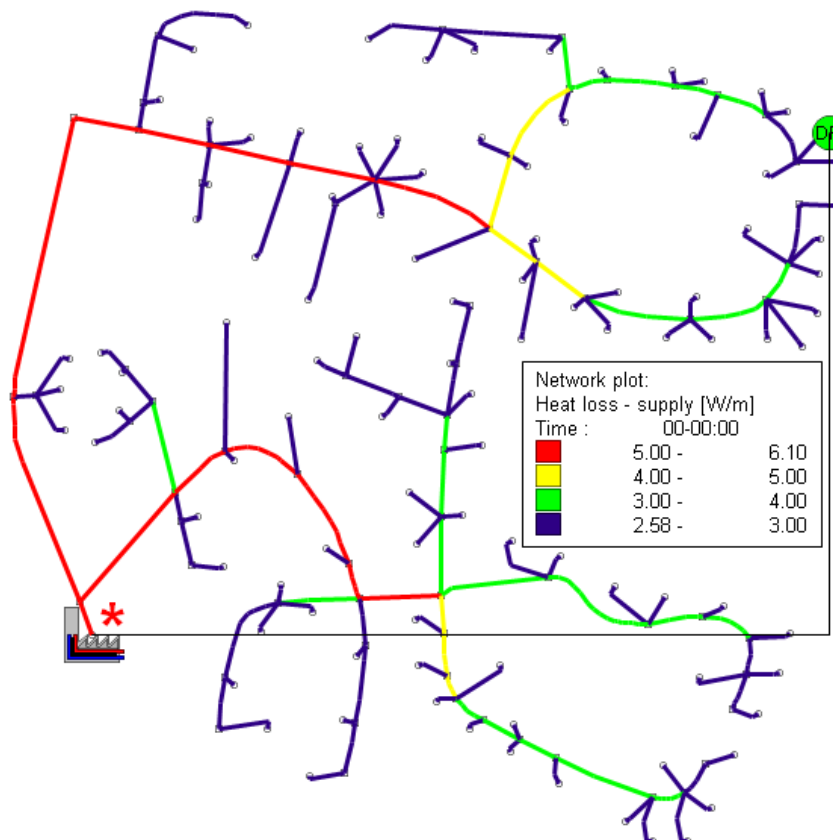
Varmetabet beregnes ved at dele varighedskurven op i 8 intervaller, og herefter beregnes varmetabet for hver periode:

Tabel 5.10 Varmetabsberegning for 8 driftssituationer som repræsenterer et år.

Pr. bolig [kW]	Samlet effekt [kW]	Varighed [timer]	Total energiforbrug [kWh]	VT Frem [kW]	VT Retur [kW]	VT total energi [kWh]	Temperatursæt [°C]	Pumpe energi [kWh]	Bypass flow af samlet flow
2,29	210	246	51.777	16,3	0,0	4.010	70/22	221	-
1,83	168	384	64.548	11,8	0,0	4.531	55/22	691	-
1,53	141	1.007	142.178	10,9	0,0	10.976	55/22	1.108	-
1,26	116	1.007	116.338	10,3	0,0	10.372	55/22	705	ja
0,95	87	837	72.786	9,9	0,0	8.286	55/22	586	ja
0,64	59	966	56.867	9,4	0,0	9.080	55/22	580	ja
0,39	36	1.032	37.270	9,4	0,0	9.701	55/22	516	ja
0,26	24	3.281	79.236	8,7	0,0	28.545	55/22	1.641	ja
SUM		8.760	621.000			85.501		6.047	

Af leveret energi er varmetabet på 12 % ($85.501/(621.000+85.502)$). Det skal understreges, at dette er en teoretisk værdi, og at erfaringen viser, at varmetabet typisk er større i virkeligheden. For enkeltrørssystemer er varmetabet typisk 20 % større i virkeligheden end beregnet. Minimum det samme må forventes at være tilfældet for twinrør.

Varmetabet i ledningsnettet i en mellemlast situation 1,53 kW (55/22 °C) illustreres i W/m i følgende figur. Bemærk, at store dimensioner altid har større varmetab, når der udelukkende tales om varmetab i W/m:



Figur 5.7 Varmetab pr. ledningslængde i fremløbsledningerne for FVB scenarie [W/m]

Bemærk, at der i dette er tilfælde er tale om varmetabet i fremløbsledningerne. Det samlede tab vil være mindre, da varmetabet i retur/twinledningen er negativt ved det givne temperatursæt i rørene. Eksempler på varmetab for de forskellige typer ledninger kan ses i tabellen herunder:

Tabel 5.11 Eksempler på varmetab for de forskellige rørtyper i et twinrør system (FVB scenarie).

Twin rør - Serie 2	Kappe diameter	Varmetab		
		Frem	Retur	Total
Type	D	[W/m]	[W/m]	[W/m]
[-]	[mm]			
Alx 14/14-110	110	3,02	-0,18	2,84
Alx 16/16-110	110	3,27	-0,18	3,09
Alx 20/20-110	110	3,82	-0,16	3,66
Alx 26/26-125	125	4,31	-0,26	4,05
Alx 32/32-125	125	5,23	-0,16	5,07
Tws-DN32	182,7	5,78	-0,18	5,60
Tws-DN40	182,7	6,59	-0,06	6,53
Tws-DN50	227,9	6,73	-0,42	6,32

Temperatursæt 55/22 °C, jordtemp: 8 °C

Ledningsomkostninger

Ledningsdimensioner, længder og anlægspris for FVB-nettet er:

Tabel 5.12 Ledningstyper og anlægspris for FVB-scenarie

TYPE	Antal	Længde [m]	Pris pr. m tracé [DKK]	Samlet pr. type [DKK]	
Alx 14/14-110	127	1.899	1.199	2.277.309	
Alx 16/16-110	8	192	1.199	230.016	
Alx 20/20-110	13	352	1.228	432.342	
Alx 26/26-125	7	147	1.535	226.244	
Alx 32/32-125	2	79	1.562	123.421	
Tws-DN32	11	470	1.778	836.185	
Tws-DN50	1	65	1.982	128.830	
	169	3.214		4.254.346	DKK

Konklusion - Scenarie 1, FVB

Følgende kan konkluderes

- Teoretisk varmetab i ledningsnettet er 12 % af leveret energi (ab værk).
- Maksimum trykniveau i en stationær situation er 8,8 bar(g).
- Teoretisk pumpeenergi: 6.047 kWh/år.

- Stikledningsdimension på Alx14/14 med en indre diameter på 10 mm er for "stor" til FVB behov. Dog er dimensionerende afkøling i unit teoretisk, og mindre ledninger kan være et problem, ikke med hensyn til de hydrauliske forhold, men af hensyn til f.eks. snavs i systemet.
- Ledningsomkostningerne er 4,3 mio. DKK.

5.8 Scenarie 2 - Gennemstrømsvarmeveksler (GVV, 10 bar)

Formål

Formålet med Scenarie 2 er at dimensionere ledningsnettet, beregne varmetab og pumpeudgifter i et scenarie, hvor installationerne i husene er gennemstrømsvarmevekslere.

Antagelser

Følgende hovedantagelser er gjort:

- Twinrør, serie 2.
- Dimensionerende effekt: 32 kW pr. hus.
- Dimensionerende temperatursæt: Minimum fremløbstemperatur ved GVV er 50 °C, hvilket giver en fremløbstemperatur ab værk på 55 °C. Spidslast forekommer hele året (32 kW i brugsvand). Derfor dimensioneres nettet til at kunne køre ved en fremløbstemperatur på 55 °C hele året. Returtemperaturen er antaget til 22 °C i ca. 5547 timer (drift) og 40 °C i 3213 timer (tomgang).
- Maksimum hastighed 2,0 m/s.
- Maksimum trykniveau 10 bar(g).
- Minimum trykniveau 2,0 bar(g).
- Differenstryk hos forbruger: 0,5 bar.
- Minimum temperatur hos forbruger: 50 °C.
- Samtidighed: jf. Tabel 5.6.

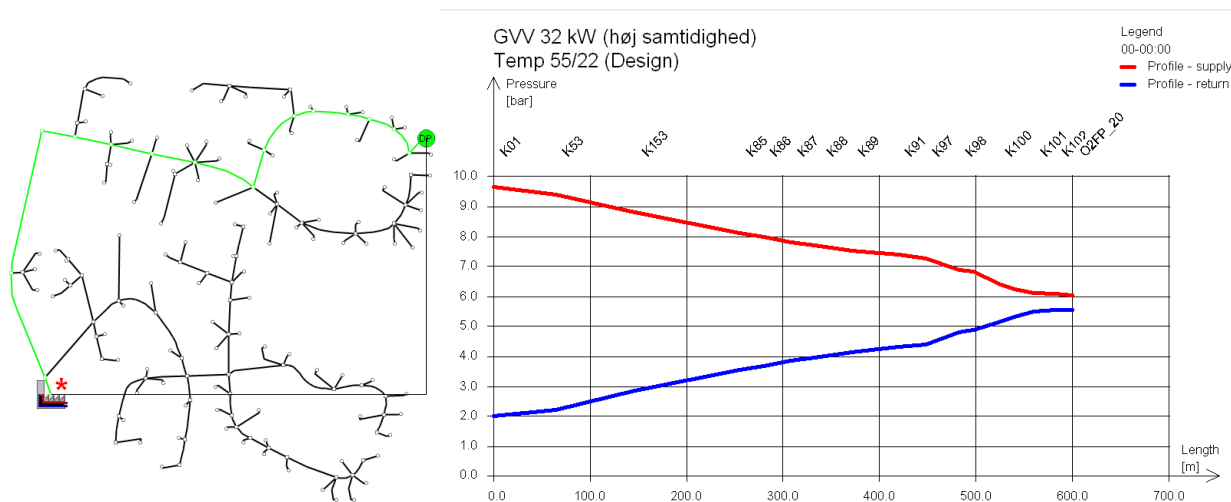
Metode

Ledningsnettet dimensioneres efter en effekt på 32 kW pr. bolig (GVV), hvilket den "kun" benytter i pulsdrift, hvis den overhovedet når op på denne effekt. Afgørende er dog, at GVV skal kunne komme op en effekt på 32 kW hele året.

Samtidigheden for GVV er til gengæld meget lav, og derfor er det i princippet kun stikledninger og enkelte gadeledninger, som påvirkes dimensionsmæssigt af den høje dimensionerende effekt.

Resultater

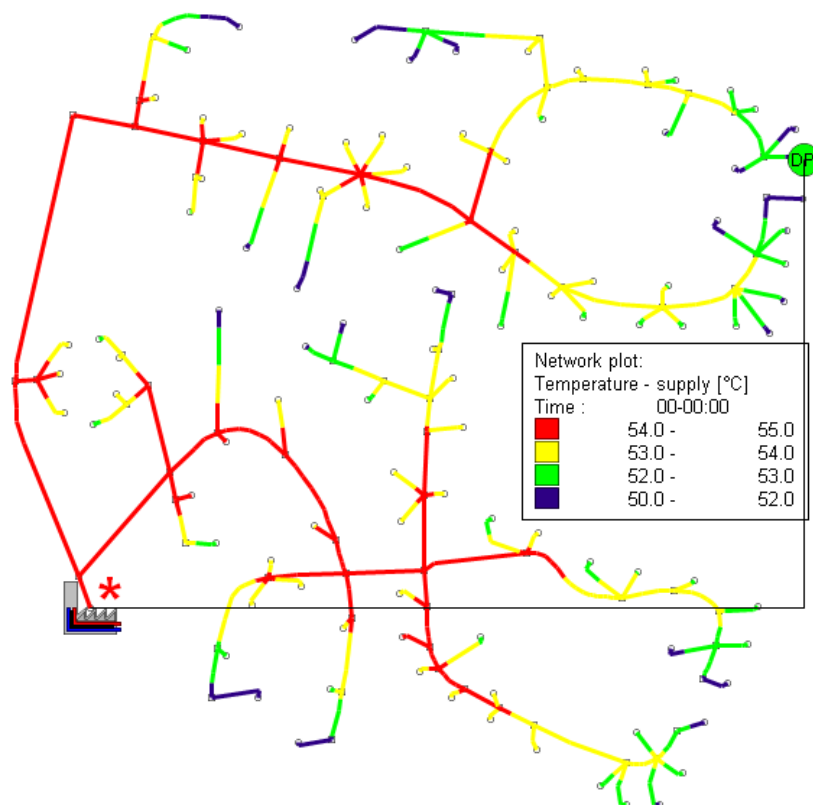
Når nettet i en spidslast-situation minimeres mest muligt, ser trykprofil fra værk/veksler til den kritiske forbruger (minimum differenstryk) således ud:



Figur 5.8 Kritiske rute i nettet og trykprofil fra værk til kritiske forbruger (mindste differenstryk).

Maksimum trykniveau er 9,7 bar(g), og minimum trykniveau er 2,0 bar(g), begge ved værket/veksler. Trykniveauet er 0,3 bar under designkriteriet på 10,0 bar(g). Maksimum hastighed er 1,54 m/s, hvilket er i en gadeledning og i stikledninger.

Stikledningerne er, Alx 20/20, med en indre diameter på 15 mm. I den dimensionerende situation er stikledningen hårdt belastet med en hastighed på 1,54 m/s, men dette er kun i korte pulser, hvilket gør, at den hårde belastning anses som acceptabel, når ledningen ikke er alt for lang (under 25m).



Figur 5.9 *Fremløbstemperaturer i en forbrugssituation på 1,53 kW pr. bolig og en ab værk/veksler temperatur på 55 °C (drift uden omløb).*

Kravet er minimum 50 °C i fremløb hos forbrugerne. Som det fremgår i Figur 5.9, er minimums temperaturniveau på 50-52 °C. Ved mindre forbrug vil temperaturen blive under 50 °C uden omløb. Termostatiske omløb er nødvendige i driftssituationer, hvor forbruget er mindre end 1,53 kW pr. bolig. Temperaturniveauet i fremløbsledningerne i Figur 5.9 vil være repræsentativt for alle driftssituationer under 1,53 kW pr. bolig.

Varmetab

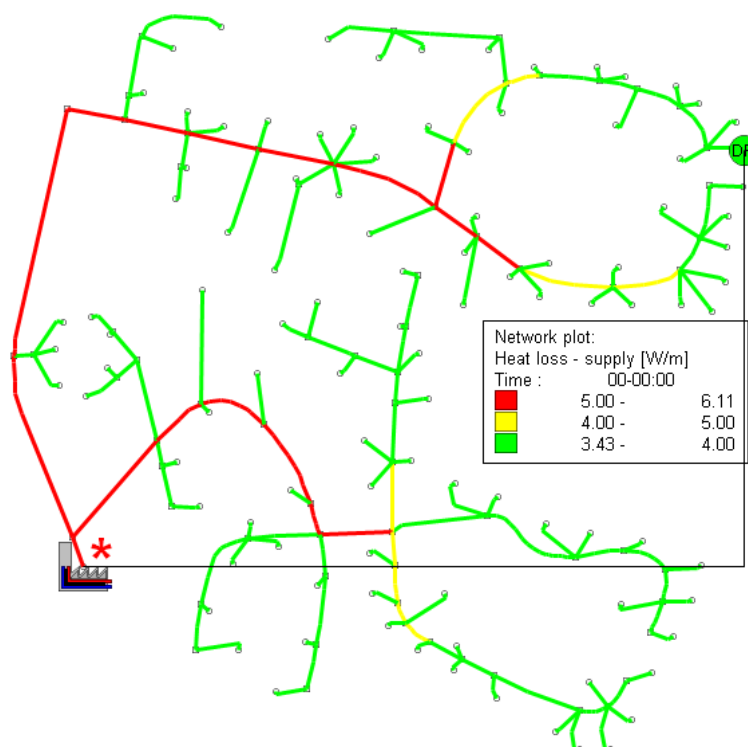
Varmetabet beregnes ved at dele varighedskurven op i 8 intervaller, og herefter beregnes varmetabet for hver periode:

Tabel 5.13 Varmetabsberegning for 8 driftssituationer som repræsenterer et år.

Pr. bolig [kW]	Samlet effekt [kW]	Varighed [timer]	Total energiforbrug [kWh]	VT Frem [kW]	VT Retur [kW]	VT total energi [kWh]	Temperatursæt [°C]	Pumpe energi [kWh]	Bypass flow af samlet flow
2,29	210	246	51.777	12,8	0,0	3.149	55/22	148	-
1,83	168	384	64.548	12,8	0,0	4.915	55/22	230	-
1,53	141	1.007	142.178	12,8	0,0	12.889	55/22	503	-
1,26	116	1.007	116.338	12,8	0,0	12.890	55/22	403	ja
0,95	87	837	72.786	12,8	0,0	10.714	55/22	335	ja
0,64	59	966	56.867	12,8	0,0	12.365	55/22	386	ja
0,39	36	1.032	37.270	12,8	0,0	13.210	55/22	413	ja
0,26	24	68	1.651	10,3	0,0	704	55/22	27	ja
0,26	24	3.213	77.585	9,0	3,1	38.873	55/40	1.285	ja (tomgangs drift)
SUM		8.760	621.000			109.708		3.731	

Af leveret energi er varmetabet på 15 % ($109.708 / (621.000 + 109.708)$). Det skal understreges, at dette er en teoretisk værdi, og at erfaringen viser, at varmetabet typisk er større i virkeligheden.

Varmetabet i ledningsnettet i en mellemlast situation 1,53 kW (55/22 °C) illustreres i W/m i følgende figur. Bemærk, at store dimensioner altid har større varmetab, når der udelukkende tales om varmetab i W/m:



Figur 5.10 Varmetab pr. ledningslængde i fremløbsledningerne for GVV scenarie [W/m]

Bemærk, at der i dette er tilfælde er tale om varmetabet i fremløbsledningerne. Dog er varmetabet i returledningerne meget tæt på 0 W/m på grund af varmetilførsel fra fremløbsledningen. Største varmetab findes i hovedledningen (Twin DN50) og

de to hovedafgreninger (Twin DN32), hvor varmetabet er henholdsvis 6 og 5 W/m. Dette er nøjagtig de samme dimensioner og varmetab i hovedledningerne som i FVB scenariet. Dog skal der bemærkes, at varmetabet i gadeledninger og stikledninger er forøget i forhold til i FVB-scenariet (sammenligning af Figur 5.7 og Figur 5.10).

Ledningsomkostninger

Ledningsdimensioner, længder og anlægspris for GVV-nettet er:

Tabel 5.14 Ledningstyper og anlægspris for GVV-scenarie

TYPE	Antal	Længde [m]	Pris pr. m tracé [DKK]	Samlet pr. type [DKK]	
Alx 20/20-110	142	2.296	1.228	2.819.979	
Alx 26/26-125	10	230	1.535	353.204	
Alx 32/32-125	3	73	1.562	114.252	
Tws-DN32	13	549	1.778	976.655	
Tws-DN50	1	65	1.982	128.830	
	170	3.214		4.392.921	DKK

Konklusion - Scenarie 2, GVV

Følgende kan konkluderes:

- Teoretisk varmetab i ledningsnettet er 15 % af leveret energi (ab værk).
- Maksimum trykniveau i en stationær situation er 9,7 bar(g).
- Teoretiskpumpeenergi: 3.731 kWh/år.
- Stikledningsdimension på Alx20/20 med en indre diameter på 15 mm er hårdt belastet, når vekslere i pulser kører med 32 kW. Dette er dog i så kort en periode, at det anses for acceptabelt fra et hydraulisk synspunkt.
- Ledningsomkostningerne er 4,4 mio. DKK.

5.9 Scenarie 3 - Varmtvandsbeholder (VVB, 10 bar)

Formål

Formålet med Scenarie 3 er at dimensionere ledningsnettet, beregne varmetab og pumpeudgifter i et scenarie, hvor installationerne i husene er varmtvandsbeholdere.

Antagelser

Følgende hoved antagelser er gjort:

- Twinrør, serie 2.
- Dimensionerende effekt: 8 kW pr. hus.
- Dimensionerende temperatursæt: 65/29 °C (110 liter varmtvandsbeholder).
- Maksimum hastighed 2,0 m/s.

- Maksimum trykniveau 10 bar(g).
- Minimum trykniveau 2,0 bar(g).
- Differenstryk hos forbruger: 0,5 bar.
- Minimum temperatur hos forbruger: 60 °C.
- Samtidighed: jf. Tabel 5.6.

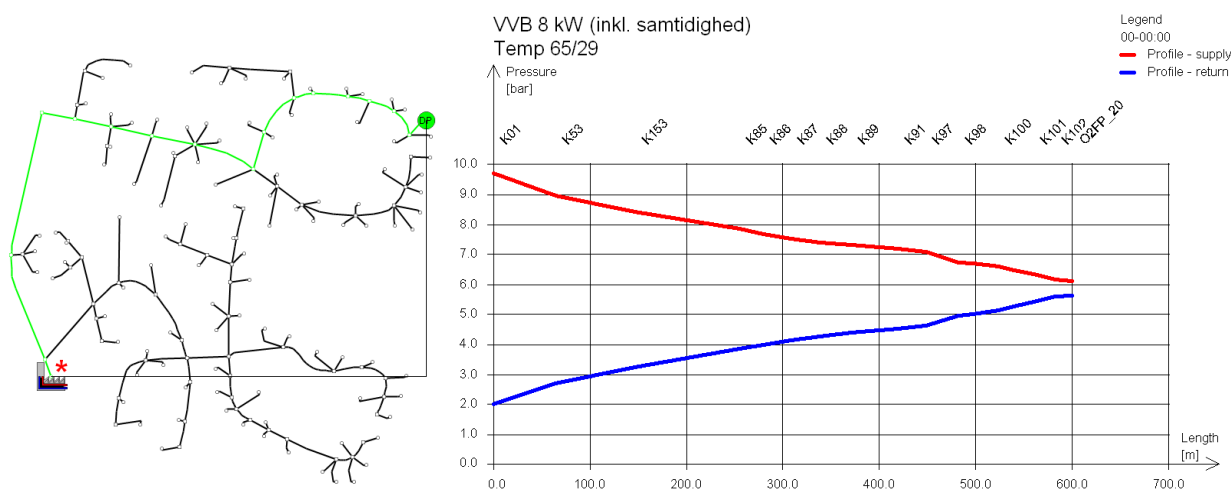
Metode

Ledningsnettet dimensioneres efter en effekt pr. bolig på 8 kW (VVB), hvilket "kun" benyttes i pulsdrift, dog oftere/længere pulser end gennemstrømsvarmeveksleren. Afgørende er dog, at VVB skal kunne levere en effekt på 8 kW hele året, hvilket betyder, at dimensionerende temperatur bliver minimum fremløbs-temperaturen på 65 °C.

Fremløbstemperaturen i dette scenarie er højere end for GVV og FVB af hensyn til legionellarisiko, der betyder, at temperaturen i beholderen skal være over 60 °C.

Resultater

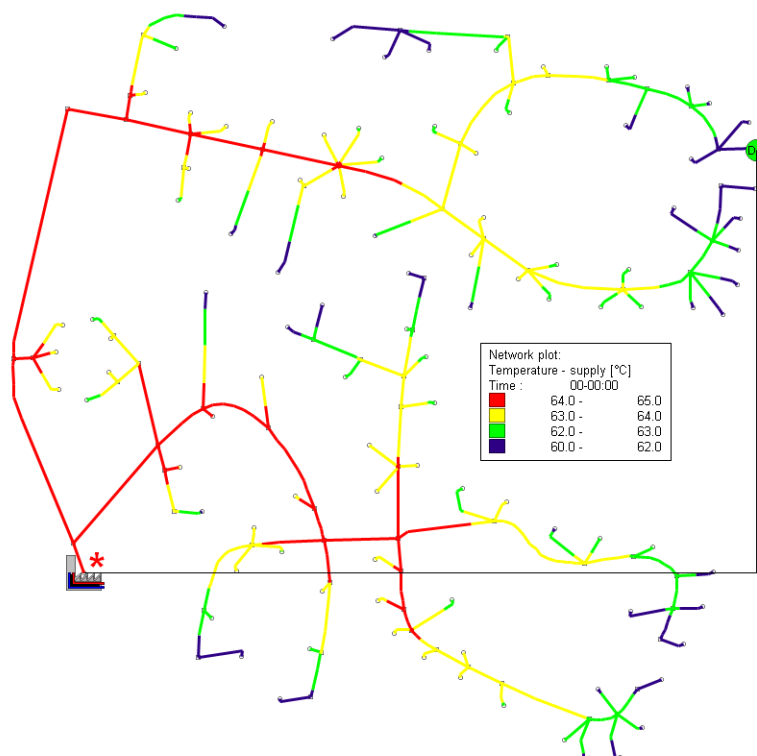
Når nettet i en spidslastsituation minimeres mest muligt, ser trykprofil fra værk/veksler til den kritiske forbruger (minimum differenstryk) således ud:



Figur 5.11 Kritiske rute i nettet og trykprofil fra værk til kritiske forbruger (mindste differensstryk)

Maksimum trykniveau er 9,7 bar(g), og minimum trykniveau er 2,0 bar(g), begge ved værket/veksler. Trykniveauet er 0,3 bar under designkriteriet på 10,0 bar(g). Maksimum hastighed er 1,33 m/s, hvilket er i en hovedledning.

Stikledningerne er Alx 14/14 med en indre diameter på 10 mm. I den dimensionerende situation er hastigheden på 0,81 m/s, hvilket er acceptabelt, når ledningen ikke er for lang (under 25 m). Bemærk, at dette er samme stikledningsdimension som i fjernvarmebeholder scenariet.



Figur 5.12 *Fremløbstemperaturer i en forbrugssituation på 1,53 kW pr. bolig og en ab værk/veksler temperatur på 65 °C (drift uden omløb)*

Kravet er minimum 60 °C i fremløb hos forbrugerne. Som det fremgår af Figur 5.12, er minimum temperaturniveau 60-62. Derfor vil termostatiske omløb være nødvendige i driftssituationer, hvor forbruget er mindre end i Figur 5.12, hvilket er 1,53 kW pr. bolig. Temperaturniveauet i fremløbsledningerne i Figur 5.12 vil være repræsentativt for alle driftssituationer under 1,53 kW pr. bolig.

Varmetab

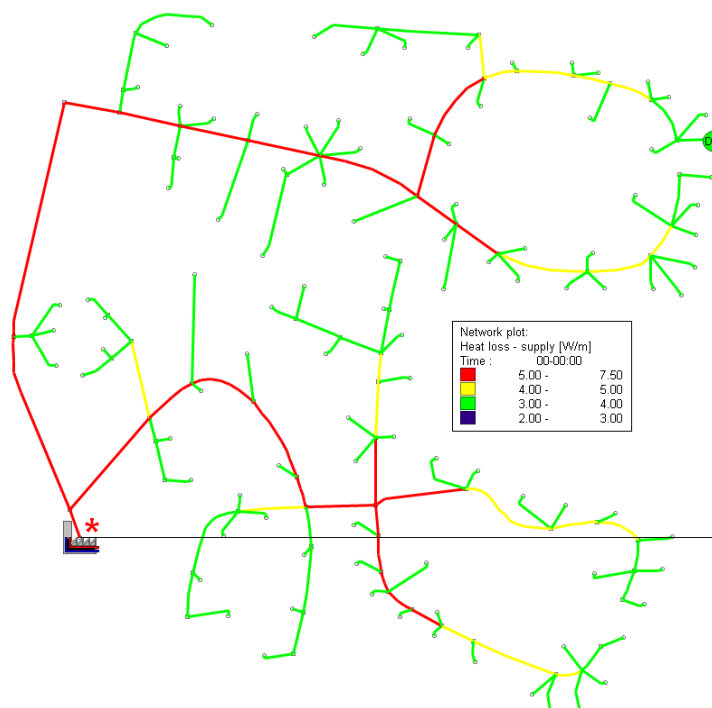
Varmetabet beregnes ved at dele varighedskurven op i 8 intervaller og herefter beregnes varmetabet for hver periode:

Tabel 5.15 Varmetabsberegning for 8 driftssituationer som repræsenterer et år.

Pr. bolig [kW]	Samlet effekt [kW]	Varighed [timer]	Total energiforbrug [kWh]	VT Frem [kW]	VT Retur [kW]	VT total energi [kWh]	Temperatursæt [°C]	Pumpe energi [kWh]	Bypass flow af samlet flow
2,29	210	246	51.777	14,6	0,0	3.592	65/30	295	-
1,83	168	384	64.548	14,5	0,0	5.568	65/30	307	-
1,53	141	1.007	142.178	12,8	0,0	12.889	65/30	604	-
1,26	116	1.007	116.338	12,8	0,0	12.890	65/30	504	ja
0,95	87	837	72.786	12,8	0,0	10.714	65/30	419	ja
0,64	59	966	56.867	12,8	0,0	12.365	65/30	483	ja
0,39	36	1.032	37.270	12,8	0,0	13.210	65/30	516	ja
0,26	24	273	6.603	10,3	0,0	2.816	65/30	137	ja
0,26	24	3.008	72.633	10,7	5,4	48.422	65/55	1.504	ja (Tomgangs drift)
SUM		8.760	621.000			122.465		4.768	

Af leveret energi er varmetabet på 16 % ($122.465 / (621.000 + 122.465)$). Det skal understreges, at dette er en teoretisk værdi, og at erfaringen viser, at varmetabet typisk er større i virkeligheden.

Varmetabet i fremløbsledningerne, i en mellem last situation med 65 °C i fremløb, illustreres i W/m i følgende figur. Bemærk, at store dimensioner altid har større varmetab, når der udelukkende tales om varmetab i W/m:



Figur 5.13 Varmetab pr. ledningslængde i fremløbsledningerne for GVV scenarie [W/m]

Bemærk, at der i dette er tilfælde er tale om varmetabet i fremledningerne. Dog er varmetabet i returledningerne meget tæt på 0 W/m på grund af varmetilførsel fra fremledningen. Største varmetab findes i hovedledningen på (Twin DN50) og de to hovedafgreninger (Twin DN32), hvor varmetabet er henholdsvis 7,4

og 6,3 W/m. Dette er nøjagtig de samme dimensioner, som i FVB-scenariet, men varmetabet er højere på grund af højere temperatur niveau.

Ledningsomkostninger

Ledningsdimensioner, længder og anlægspris for VVB-nettet er:

Tabel 5.16 Ledningstyper og anlægspris for GVV scenarie

TYPE	Antal	Længde [m]	Pris pr. m tracé [DKK]	Samlet pr. type [DKK]	
Alx 14/14-110	121	1.781	1.199	2.135.923	
Alx 16/16-110	6	127	1.199	152.201	
Alx 20/20-110	15	361	1.228	443.805	
Alx 26/26-125	12	280	1.535	429.608	
Alx 32/32-125	2	50	1.562	78.123	
Tws-DN32	13	549	1.778	976.655	
Tws-DN50	1	65	1.982	128.830	
	170	3.214		4.345.146	DKK

Konklusion - Scenarie 3, VVB

Følgende kan konkluderes:

- Teoretisk varmetab i ledningsnettet er 16 % af leveret energi (ab værk).
- Maksimum trykniveau i en stationær situation er 9,7 bar(g).
- Teoretisk pumpeenergi: 4.768 kWh/år.
- Stikledningsdimension på Alx14/14 med en indre diameter på 10 mm er den samme som i fjernvarmebeholder (FVB) scenarie.
- Ledningsomkostningerne er 4,3 mio. DKK.

5.10 Følsomhedsanalyser

Følsomhed - varmetab

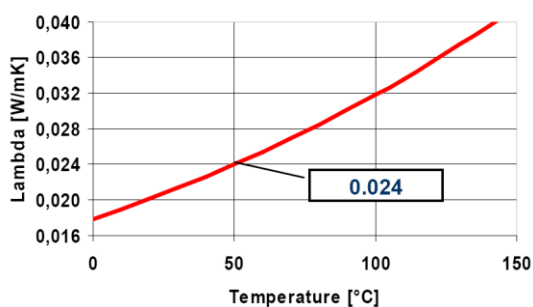
Der er benyttet flere forskellige faktorer til at reducere varmetabet i forhold til reference scenariet. De vigtigste faktorer er lavere temperaturer, twinrør frem for enkelte rør samt mindre dimensioner end traditionelt. Der er udarbejdet en overordnet følsomhedsanalyse af, hvor meget de enkelte elementer reducerer varmetabet med. Udgangspunktet er referencen med et varmetab ab værk på 35 %.

- Varmetabet reduceres fra ca. 36 % til 30 % af energi ab værk ved at sænke fjernvarmetemperaturen fra 80/40° til 55/30 °C.
- Varmetabet reduceres yderligere fra ca. 30 % til 24 % af energi ab værk ved at benytte twinrør.

- Endelig reduceres varmetabet fra ca. 24 % til 18 % ved at benytte små rørdimensioner.

Kvalitetskontrol af varmetab (FEM-beregning)

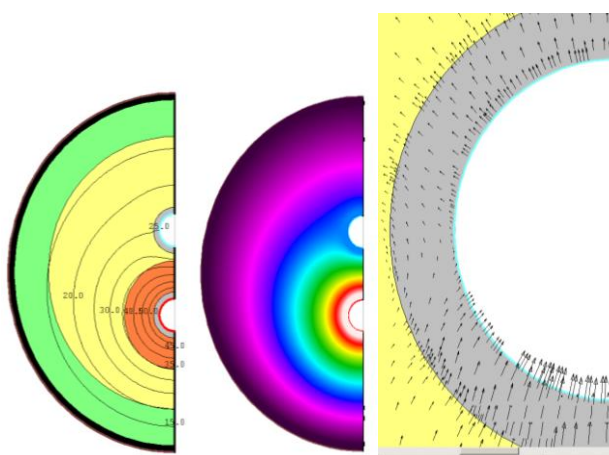
LOGSTOR garanterer en maksimum termisk konduktivitet på 0,023 W/(mK) for AluFlex twinrør og 0,024 W/(mK) for twinstålrør. Dog vil lavtemperaturdrift betyde endnu lavere termisk konduktivitet. I Figur 5.14 vises den termiske konduktivitet for PUR skum som en funktion af temperaturen.



Figur 5.14 Termisk konduktivitet for Logstor PUR conti-foam, som en funktion af temperaturen.

Varmetabsværdierne i Figur 5.14 er af Logstor beregnet ud fra "Multipole"-metoden, hvor den termiske konduktivitet justeres i en iterativ proces, indtil den stemmer overens med den antagne temperatur i PUR-skummet.

Denne "Multipole" beregning sammenlignes med en Finite-element beregning (FEM) i programmet Therm. I Figur 5.15 vises en model af et Aluflex 14-14/110 mm twinrør. Fra venstre fremgår følgende: Termisk konduktivitet opdelt i tre sektioner, i midten: Temperaturfordeling i rør og til højre: varme flux.



Figur 5.15 FEM-simulering af 14/14/110 mm twinrør med returen placeret over fremledning. Til venstre ses termisk konduktivitet, i midten ses temperaturfordeling, og til højre varmeflux.

Resultatet fra FEM-beregningen indikerer, at varmetabet er højere end Logstor angiver i Figur 5.14. Dog er forskellen på et niveau, som har marginal betydning for varmetabsberegningen i hele nettet.

Følsomhed - FVB i et 6 bar system

I denne følsomhedsanalyse vurderes konsekvenser for ledningsnettet, når designkrav er maksimum 6 bar(g) i nettet i forhold til de 10 bar(g) i udgangspunktet. Dette er for et system med fjernvarmebeholdere.

Sammenligning af hovedresultater for FVB i 10 bar(g) og 6 bar(g) system kan ses i tabellen herunder:

Table 5.17 Sammenligning af hovedresultater fra 10 og 6 bars system for FVB

	FVB, 10 bar	FVB, 6 bar	
Varmetab	12	13	[%]
Ledningsomkostninger	4,3	4,4	[mio. DKK]
Maksimum trykniveau	8,8	5,5	[barg]
Pumpeenergi	6047	5291	[kWh]

Der er kun marginal forskel på varmetab og ledningsomkostninger, når systemet ændres fra 10 til 6 bar(g). Største ledningsomkostninger og varmetab er der i 6 bar(g) systemet, hvor pumpeenergi dog er mindre end i 10 bar(g) systemet.

Der er tale om et forholdsvis lille ledningsnet med "kun" 92 kunder. Dette er en af årsagerne til, at forskellen på et 10 og 6 bar(g) system er begrænset. På større net vil forskellen og betydningen være væsentlig, dog kræves en hydraulisk analyse for at vurdere betydning i det enkelte net.

Følsomhed - bypass

Funktionen i et termisk styret bypass er vigtig, når temperaturniveauet i fjernvarmenettet er lavt. Bypass vil være i drift store dele af året, og det er derfor vigtigt, at bypass styres/indstilles korrekt. I modelsimuleringerne er der antaget, at bypass indstilles til at holde en temperatur i enden af hver vej svarende til temperaturkravet hos kunderne. I fjernvarmebeholderscenariet er temperaturkravet hos kunderne 50 °C, hvorfor bypass også styres efter denne temperatur. Dette er en konservativ vurdering, da bypass ofte indstilles til en temperatur, der er f.eks. 10 °C lavere end krævet hos forbrugeren. På denne måde holdes nettet varmt, men ikke unødigt varmt. Hvorvidt det er muligt at køre med f.eks. 40 °C i bypass vil komme an på en prøve, når nettet er i funktion.

Drift med bypass vil øge pumpeudgiften, men pumpeudgiften udgør en meget lille del (få procent) af de samlede driftsomkostninger og vil derfor ikke have indflydelse på systemet som helhed i sammenligning med den besparelse, som lavtemperaturdriften medfører.

5.11 Konklusion og resultater - ledningsnet analyser

Overordnet set kan der konkluderes, at de forskellige typer installationer i huse ikke har store konsekvenser for det samlede ledningsnet.

Investeringer

I referencescenariet er investeringerne i ledningsnettet 4,86 mio. DKK. For det nye koncept er investeringerne i ledninger mindre end i referencen. Minimum er 4,25 mio. DKK til scenarie med fjernvarmebeholder (FVB), og maksimum er 4,39 mio. DKK i scenarie med varmtvandsbeholder (VVB).

Varmetab

I referencescenariet er varmetabet 36 % af leveret energi til ledningsnettet. I det nye koncept reduceres tabet væsentligt. Varmetabet er størst i scenariet med varmtvandsbeholderen. Dette skyldes primært højere temperaturkrav end til gennemstrømsvarmeveksler og fjernvarmebeholder. Varmetabet er i varmtvandsbeholderscenariet 16 % af leveret energi til ledningsnettet, og i fjernvarmebeholderscenariet er varmetabet 12 % af leveret energi til nettet. Det skal understreges, at der er tale om teoretiske værdier, og at erfaringen siger, at varmetabet typisk er 20 % højere i virkeligheden.

Pumpeudgifter

Pumpeudgifterne er forskellige, men vil have marginal betydning for den samlede økonomi, da mindste pumpeenergi er ca. 3.700 kWh_{el}/år (gennemstrømsvarmeveksler scenarie) og højeste pumpeenergi er 6.000 kWh_{el}/år (fjernvarmebeholder scenarie). Dette skal ses i forhold til det samlede energibehov hos forbrugerne på 621.000 kWh_{varme}/år.

Resultater for energi og anlægsøkonomi

Nedenstående skema viser resultaterne for energi for reference- og lavtemperaturfjernvarmenettene.

Tabel 5.18 Resultatoversigt for energi for henholdsvis reference, fjernvarmebeholder, gennemstrømsvarmeveksler og varmtvandsbeholder scenarier.

		Scenarie 0 Reference* (VVB-ref)	Scenarie 1 Fjernvarme- beholder (FVB)	Scenarie 2 Gennemstrøms- varmeveksler (GVV)	Scenarie 3 Varmtvands- beholder (VVB)
Elforbrug, pumper, totalt ledningsnet	[MWh _{el} /år]	1,1	6,0	3,7	4,8
Leveret varme til led- ningsnet	[MWh/år]	966	706,5	730,7	743,5
Varmeforbrug, 92 huse (å 6750 kWh/år)	[MWh/år]	621	621	621	621
Varmetab, totalt ledningsnet	[MWh/år]	345	86	110	123
Varmetab, totalt ledningsnet**	[%]	36	12	15	16

* Varmtvandsbeholder unit og "traditionelt" fjernvarmenet design med enkeltrør.

** Procent af energi leveret an net

Varmetabet er størst i referencen med 36 %. De øvrige 3 scenarier har næsten samme varmetab mellem 12-16 % af leveret energi. Dette er meget lave varmetab, specielt i betragtning af, at der er tale om fjernvarme til lavenergibyggeri. Det skal understreges, at der er tale om teoretiske værdier, og at erfaringen viser ca. 20 % større varmetab i virkeligheden. Varmetabene er meget små, da der benyttes twinrør, lave temperaturer og små ledninger. Små ledninger kræver et stort differensstryk til driften af nettet og dermed øget pumpeudgifter. Dog udgør pumpeudgiften en meget lille del af de samlede udgifter.

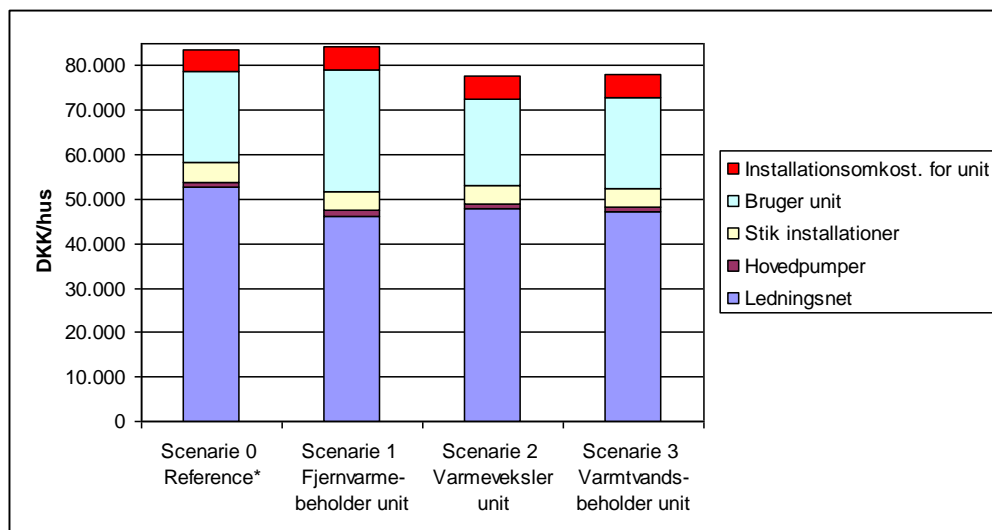
Når der regnes anlægsøkonomi for de tre scenarier, er der med de opstillede forudsætninger opnået følgende resultater for referencen og lavtemperaturfjernvarmenettene:

Tabel 5.19 Resultatoversigt for anlægsøkonomi for henholdsvis reference, fjernvarmebeholder, gennemstrømsvarmeveksler og varmtvandsbeholder scenarier.

Anlægs-omkostninger [Million DKK]	Scenarie 0 - Reference* (VVB)	Scenarie 1 Fjernvarme- beholder (FVB)	Scenarie 2 Gennemstrøms- varmeveksler (GVV)	Scenarie 3 Varmtvands- beholder (VVB)
Ledningsnet	4,86	4,25	4,39	4,33
Hovedpumper	0,11	0,11	0,11	0,11
Stik installationer	0,39	0,39	0,39	0,39
Bruger unit	1,88	2,54	1,79	1,88
Installationsomkost. for unit	0,46	0,46	0,46	0,46
Total	7,69	7,75	7,14	7,17
Total pr hus	0,0836	0,0842	0,0776	0,0779

* Varmtvandsbeholder unit og "traditionelt" fjernvarme design med enkeltrør.

Nedenstående figur viser resultaterne for de samlede investeringer pr. bolig:



Figur 5.16 Anlægsøkonomi pr. bolig for 4 forskellige typer fjernvarmesystemer (4 forskellige bruger installationer).

Det fremgår tydeligt, at den største del af anlægsudgifterne går til ledningerne. Det bør nævnes, at i forbindelse med anlægsudgiften til ledningsnettet er det antaget, at det nye lavtemperaturnet er tilsluttet et eksisterende fjernvarmenet, hvilket ikke vil være helt urealistisk. Dermed er der ikke medtaget udgifter til opførelse af et fjernvarmeværk, men kun investering til hovedpumper i forbindelse med en vekslerstation.

Samlet set er der marginal forskel pr. bolig for alle de analyserede scenarier. Af udgifterne til ledningsnettet udgør selve ledningerne ca. 1/3, resten er til jord-samt smedearbejde. Dette betyder, at reducerede dimensioner ikke har den helt store betydning på anlægsøkonomien. Største investering pr. hus er 79.200 DKK (FVB), og mindste investering er 72.600 DKK (GVV). Ledningsnettet er billigst i scenarie 1 med fjernvarmebeholderen (FVB), men selve fjernvarmebeholderen er dyrere end de to andre unittyper. Unitprisen afgør forskellen i de samlede anlægsinvesteringer. Det skal bemærkes, at den klart største udgift til anlægget er ledningsomkostningerne, som næsten er ens i alle scenarier.

Scenarie 1 er lidt dyrere end de øvrige scenarier, men er fordelagtigt i områder med lavt differenstryk, dvs. i yderområderne af fjernvarmenettet, da denne løsning kun behøver lave effekter.

Scenarie 2 med GVV er billigst, men kræver et forholdsvis højt differenstryk og er derfor fordelagtigt "tæt" på pumpestationer og værk.

Scenarie 3 er afhængig af højere temperatur (min. ca. 60 °C), hvilket gør det mindre fordelagtigt end de øvrige løsninger.

Som et helt nyt alternativ kunne laves en FVB med en mindre beholder, som kan være et mellemlid til GVV og den analyserede FVB. På denne måde kan man få gode installationstyper til lavtemperaturfjernvarme i hele nettet.

Det skal understreges, at metoden, som bruges til det nye designkoncept, kun delvis kan benyttes generelt i fjernvarmesystemer. Lave temperaturer og twinrør kan bruges i alle systemer. Mindre rør og højt differenstryk kan "kun" benyttes i delområder, hvor det er muligt at placere en booster-pumpe i forbindelse med veksler eller shunt arrangement.

Andre elementer, som har betydning for fjernvarmen som helhed, er:

- Højere varmetæthed f.eks. rækkehuse/tætlav byggeri eller større huse vil give endnu lavere varmetab.
- Net vil kunne optimeres mere med hensyn til kortere rørlængder og mindre dimensioner, hvis værk var placeret mere centralt, eller hvis ledninger ikke i så høj grad fulgte vejtracé.

Men hvis fjernvarmen ser fornuftig ud fra et samfundsøkonomisk synspunkt under de givne antagelser, vil det være endnu mere fordelagtig, hvor også varmetæthed øges samt tracé optimeres.

6 Samfundsøkonomisk analyse og miljø

6.1 Formål/indledning

Formålet er at undersøge omkostningerne ved forskellige fjernvarmescenarier og sammenligne lavenergifjernvarme med alternative/individuelle opvarmningssystemer passende til lavenerghuse. Sammenligningerne baseres på samfundsøkonomiske beregninger. To typer varmepumper er valgt til sammenligningen med fjernvarme. Årsagen til, at varmepumper er valgt, er, at markedet for dem er voksende, og at de p.t. er den billigste løsning til individuel opvarmning.

6.2 Generel metode

Den overordnede metode anvendt i den samfundsøkonomiske analyse samt miljøanalyse tager udgangspunkt i vejledningen fra Energistyrelsen (2008), "Forudsætninger for samfundsøkonomiske analyser på energiområdet". Der er beregnet økonomi og miljøpåvirkning for en periode på 30 år.

Udgangspunktet er en case, hvor der i beregningen udelukkende er benyttet de faktorer/forudsætninger, som er anvist i vejledningen. Denne case omtales i det følgende som "Marginal", idet der med de givne faktorer er tale om en marginal betragtning.

6.3 Generelle antagelser

6.3.1 Fjernvarmescenarier

Antagelser for fjernvarmescenarierne:

- Levetid på fjernvarmerør: 40 år.
- Levetid på hovedpumper i fjernvarmesystemet: 20 år.
- Levetid på fjernvarmeunit og stik-installationer: 30 år med reinvestering efter 15 år på 10.000 DKK.
- Drift og vedligeholdelse af fjernvarmenet: Inkluderet i fjernvarmeprisen.

- Anlægsomkostninger for fjernvarmebygværk er inkluderet i fjernvarmeprisen.
- Scrapværdi på komponenter (inklusive reinvesterings) med længere levetid end beregningsperioden.
- Forudsætninger og resultater fra tidligere rapportafsnit:

Tabel 6.1 Investeringsomkostninger for Scenarie 0, reference (VVB-ref).

Anlægsomkostninger	1 hus	92 huse
	DKK	DKK
Ledningsnet	52.804	4.858.008
Hovedpumpeanlæg	1.141	105.000
Stik-installationskomponenter	4.256	391.552
Unit	20.400	1.876.800
Installationsomkostninger for unit	5.000	460.000
I alt ekskl. moms	83.602	7.691.360

Tabel 6.2 Investeringsomkostninger for Scenarie 1, fjernvarmebeholder (FVB).

Anlægsomkostninger	1 hus	92 huse
	DKK	DKK
Ledningsnet	46.243	4.254.346
Hovedpumpeanlæg	1.141	105.000
Stik-installationskomponenter	4.256	391.552
Unit	27.600	2.539.200
Installationsomkostninger for unit	5.000	460.000
I alt ekskl. moms	84.240	7.750.098

Tabel 6.3 Investeringsomkostninger for Scenarie 2, gennemstrømningsveksler (GVV).

Anlægsomkostninger	1 hus	92 huse
	DKK	DKK
Ledningsnet	47.749	4.392.921
Hovedpumpeanlæg	1.141	105.000
Stik-installationskomponenter	4.256	391.552
Unit	19.440	1.788.480
Installationsomkostninger for unit	5.000	460.000
I alt ekskl. moms	77.586	7.137.953

Tabel 6.4 Investeringssomkostninger for Scenarie 3, varmtvandsbeholder (VVB).

Anlægsomkostninger	1 hus	92 huse
	DKK	DKK
Ledningsnet	47.117	4.254.346
Hovedpumpeanlæg	1.141	105.000
Stik-installationskomponenter	4.256	391.552
Unit	20.400	1.876.800
Installationsomkostninger for unit	5.000	460.000
I alt ekskl. moms	77.914	7.168.098

- Der er ikke regnet rådgivertillæg i forbindelse med valg og installation af fjernvarmeunit.
- Der er ikke medregnet eventuel rabat ved samkøb af 92 fjernvarmeunits.
- Varmetab fra fjernvarmeunit: Størrelsen af varmetabet og den ubrugelige andel kendes ikke præcist nok, men formodes så lille, at ikke har indflydelse på den samlede økonomi.
- Fjernvarmeunit elforbrug: Der er ikke medtaget elforbrug til pumper og styreenhed på varmeanlægssiden, da dette vurderes for lavt til at have indflydelse på den samlede økonomi.

6.3.2 Varmepumper

De to varmepumpetyper, der er benyttet i sammenligningen, er:

- Jordvarmepumpe (VP jord)
- Luft-til-vand varmepumpe (VP luft).

Jordvarmepumpen er et koncept med jorden (og indirekte solen) som varmekilde og el som den drivende kraft. Systemet opbygges med vandretliggende slanger lagt i ca. 0,5-1 meters jorddybde. Jordslangerne er tilsluttet en unit med en varmepumpe placeret indendørs og forbundet til husets varmeanlæg. Princippet for en luft-til-vand varmepumpe er meget identisk, men har i stedet udeluften som varmekilde. Systemet er opbygget med en unitdel placeret udendørs, der er forbundet til unitdelen indendørs. Begge units indeholder varmtvandsbeholder til brugsvand.

Antagelser for jordvarmepumper:

Tabel 6.5 Anlægsomkostninger for VP jord.

Anlægsomkostninger	1 hus	92 huse
	DKK	DKK
Varmepumpeunit	43.000	3.956.000
250 m jordslager	6.250	575.000
Nedgravning af slager (entreprenør)	13.750	1.265.000
Opstart og indregulering (leverandør)	7.500	690.000
Installation af unit (VVS)	20.000	1.840.000
Diverse omkostninger (5%)	4.525	416.300
I alt ekskl. moms	95.025	8.742.300

- Årsvirkningsgrad (SPF, Season Performance Factor): 3,1.
- Levetid på brugerunit og -installationer: 30 år med reinvestering hvert 10. år på 20.000 DKK.

Antagelser for luft-vand-varmepumper:

Tabel 6.6 Investeringsomkostninger for VP luft.

Anlægsomkostninger	1 hus	92 huse
	DKK	DKK
Varmepumpeunit	31.000	2.852.000
Beholder del	22.000	2.024.000
Installation af unit (VVS)	20.000	1.840.000
Diverse omkostninger (5%)	3.650	335.800
I alt ekskl. moms	76.650	7.051.800

- Årsvirkningsgrad (SPF, Season Performance Factor): 2,5.
- Levetid på brugerunit og -installationer: 30 år med på reinvestering hvert 10. år på 20.000 DKK.

Fælles antagelser:

- Komponentpriser og -data for varmepumperne er leveret af COWI, IVT Naturvarme og Vølund Varmeteknik (NIBE AB).
- Varmepumpestørrelsen er omkring 5-6 kW (de mindste modeller hos leverandørerne). Begge typer varmepumpe har dog indbygget elpatron til spidslast (meget lave udetemperaturer).

- Anlægsomkostninger for kraftværks- og forsyningsnetkapacitet er inkluderet i energipriserne.
- Eventuel rabat ved samkøb af 92 fjernvarmeunit ikke medregnet.
- Varmetab fra varmepumpeunit: Som det er tilfældet for fjernvarmeunits, kendes størrelse af varmetabet og den ubrugelige andel ikke præcist nok, men formodes så lille, at ikke har indflydelse på den samlede økonomi.

6.3.3 El- og fjernvarmepriser

I beregning for fjernvarmen er anvendt fjernvarmepris "An forbruger", og i beregning for varmepumperne er anvendt elpris "An husholdning".

For scenarie, hvor pumpeudgifterne tages med for fjernvarmen, benyttes elpris "An virksomhed".

Tabel 6.7 *El- og fjernvarmepriser [Energistyrelsen (2008), "Forudsætninger for samfundsøkonomiske analyser på energiområdet", Tabel 6]. Omregnet fra 2006 priser.*

	El		Fjernvarme	
		2008-kr./MWh	2008-kr./GJ	2008-kr./MWh
År	An virksomhed**	An husholdning**	An forbruger	An forbruger
2008	654	729	69,4	250
2009	579	652	71,3	257
2010	534	606	69,4	250
2011	557	629	68,1	245
2012	493	563	67,1	242
2013	513	584	66,1	238
2014	499	569	66,2	238
2015	546	617	66,1	238
2016	589	662	66,9	241
2017	621	696	66,9	241
2018	524	595	67,2	242
2019	567	640	68,3	246
2020	549	621	68,8	248
2021	610	684	69,0	248
2022	602	676	69,0	248
2023	609	683	69,0	248
2024	606	680	69,2	249
2025	588	661	69,2	249
2026***	588	661	69,2	249

2027***	588	661	69,2	249
2028***	588	661	69,2	249
2029***	588	661	69,2	249
2030***	588	661	69,2	249

* Her er Nord Pool timeprisen vægtet med den danske forbrugsfordelingsprofil.

** Baseret på den vægtede Nordpool pris. Om muligt bør der korrigeres i forhold til den specifikke tidsprofil ved konkrete tiltag eller anlæg.

*** Modelkørslen med Ramses rækker kun frem til 2025. For årene 2026-2030 er det valgt at operere med priser svarende til priserne i 2025.

6.3.4 Nuværdi

Samfundsøkonomien beregnes som nævnt for en 30-årig periode. Beregningsperioden er et udtryk for en anslået levetid for energisystemernes komponenter. Alle omkostningerne omregnes til nuværdi ved hjælp af kalkulationsrenten.

6.3.5 Kalkulationsrente

I projektet er benyttet en kalkulationsrente på 6%. Renten er renset for inflation og afspejler det mistede alternative afkast, de investerede ressourcer kunne have indbragt i andre anvendelser.

6.3.6 Nettoafgiftsfaktor

Nettoafgiftsfaktoren er benyttet i forbindelse med udregning af prisen på brændsler.

Den anvendte faktor er: 1,17 og er i beregningerne ganget på energipriserne.

Faktoren udtrykker det gennemsnitlige afgiftstryk, som de senere år har været 17%. Nettoafgiftsfaktoren beregnes som forholdet mellem bruttonationalproduktet i markedspriser (som er inklusive afgifter og moms) og bruttoværditilvæksten (som er eksklusive afgifter og moms). Priserne skal således ganges med 1,17 for at bestemme værdien for husholdningerne af de forbrugsgoder, der alternativt kunne produceres ved hjælp af de inputfaktorer, der anvendes i projektet.

6.3.7 Afgiftsforvridning

Energiprojekter giver ofte anledning til en ændret indtjening for staten på grund af reduceret brændselsforbrug med lavere afgiftsprovener til følge. Det er med til at give en forvridning af samfundsøkonomien, fordi det lavere nettoprovener for staten skal finansieres på anden måde, herunder beskatning af andre aktiviteter i samfundet. Forvridningstabet skønnes af Finansministeriet at udgøre 20%. Den samlede samfundsøkonomiske omkostning ved at opkræve 1 kr. ekstra i skat skønnes således til i alt 20 øre. Tilsvarende giver en forbedring af de

offentlige finanser mulighed for at sænke beskatningen, hvilket skønnes at have en positiv samfundsøkonomisk værdi på 20% af beløbet.

Anvendte afgiftssatser:

Afgift på fjernvarme*	50,9 kr./GJ
Afgift på el**	58,7 øre/kWh

* Forudsat anvendt maksimal afgift på fjernvarme. Udgangspunkt 50 kr./GJ - 2007-sats, som er pristalsreguleret til 2008-niveau. Der regnes i faste priser, så afgiften er konstant.

** Taget udgangspunkt i nyeste afgiftssats fra Skat. Der regnes i faste priser, så afgiften er konstant.

Der er ikke regnet med afgift for el til pumper (i fjernvarmenettet), fordi det forudsættes afgiftsfrataget.

6.3.8 Emissioner

Anvendte emissionspriser og omregningsfaktorer:

CO ₂ -pris 2008 niveau:	210,11 kr./ton
SO ₂ -pris 2008 niveau:	52,00 kr./kg
NO _x -pris 2008-niveau:	55,00 kr./kg
CH ₄ -faktor til CO ₂ ækvivalent:	21
N ₂ O-faktor til CO ₂ ækvivalent:	310

Nedenstående tabel viser de emissionsfaktorer, der er anvendt i den samfundsøkonomiske analyse (marginal case) samt i den efterfølgende emissionsanalyse.

Tabel 6.8 Emissionsfaktorer anvendt i samfundsøkonomisk beregning og emissionsanalyse.

Case	CO ₂ Kuldioxid (drivhusgas)		CH ₄ Metan (drivhusgas)		N ₂ O Lattergas (drivhusgas)		SO ₂ Svovldioxid		NO _x Kvælstofilter	
	El	Fjern- varme	El	Fjern- varme	El	Fjern- varme	El	Fjern- varme	El	Fjern- varme
	kg/MWh	kg/GJ	g/MWh	g/GJ	g/MWh	g/GJ	g/MWh	g/GJ	g/MWh	g/GJ
Marginal	850-788	54,2- 47,2	16,3- 16,8	17,3- 18,8	8,3-7,7	2,9- 3,0	445- 317	94- 81	709- 521	114- 101
Affald - kraftvarme	588	18	160	0,6	10	1,2	270	23,9	650	124
Naturgas - kraftvarme	588	57	160	1,5	10	2,2	270	0	650	124
Biogas - kedel	588	0	160	4	10	2	270	25	650	28
Træ - kedel	588	0	160	32	10	4	270	25	650	90
Halm - kedel	588	0	160	32	10	4	270	130	650	90

Tabel 6.9 Angivelse af referencer til emissionsfaktorer i Tabel 6.9.

Case	Reference til emissionsfaktorer
Marginal	FJERNVARME og EL: "Forudsætninger for samfundsøkonomiske analyser på energiområdet", Energistyrelsen, februar 2008. Tabel 8: Marginal betragtning med variable værdier i 30 års perioden.
Affald - kraftvarme	FJERNVARME: "Forudsætninger for samfundsøkonomiske analyser på energiområdet", Energistyrelsen, februar 2008. Tabel 7: Typiske emissionskoefficienter for brændsler 2006 EL: Energinet.dk's miljødeklaration 2007, Østdanmark, 200%-metode.
Naturgas - kraftvarme	Samme tabeller som case "Affald - kraftvarme"
Biogas - kedel	Samme tabeller som case "Affald - kraftvarme"
Træ - kedel	Samme tabeller som case "Affald - kraftvarme"
Halm - kedel	Samme tabeller som case "Affald - kraftvarme"

Af Tabel 6.8 fremgår det, at marginalbetragtningen indeholder nogle højere emissionskoefficienter. For el er der tale om kondensbaseret elproduktion, mens der for fjernvarme er tale om gennemsnitlige emissioner for alle danske værker. Dvs. at en væsentlig andel af fjernvarmen er baseret på kul.

For de andre cases er der taget udgangspunkt i gennemsnitsemmissioner, for Østdanmark 200%-metoden for el, mens der for fjernvarme er udvalgt en række forskellige brændselstyper, i høj grad biobrændsler.

Det ses, at metan CH₄ for el er markant lavere i marginalbetragtningen i forhold til de andre cases, hvilket skyldes, at marginalen primært er baseret på kulafbrænding på centrale værker. Til sammenligning giver fyring med biobrændsler på decentrale anlæg anledning til mange gange mere metan.

Generelt varierer de enkelte emissionsfaktorer for el- og fjernvarmeproduktion efter, hvor i landet man er, dvs. hvilket forsyningsområde man befinder sig i.

6.4 Sammenligning af fjernvarmescenerier

I dette afsnit er beskrevet samfundsøkonomien for de fire opstillede fjernvarmescenerier, og de sammenlignes.

De benyttede fjernvarmepriserne er "an forbruger", hvilket betyder, at driftsomkostninger for nettet såsom varmetab og pumpeomkostninger er inkluderet i prisen. I marginalbetragtningen er beregningen derfor rensset for varmetab i nettet og el til pumper i alle scenarierne. Se Tabel 6.10. Det betyder dog, at sammenligningen ikke er helt fair de enkelte scenarier imellem. Scenarierne ender med at ligge meget tæt i de totale omkostninger pr. 30 år.

Tabel 6.10 Samfundsøkonomisk marginal betragtning af fjernvarmescenarierne. Omkostninger over 30 år for samlet fjernvarmenet med 92 huse.

Omkostninger pr. 30 år [Million DKK]	Scenarie 0 Reference* (VVB_ref)	Scenarie 1 Fjernvarme- beholder unit (FVB)	Scenarie 2 Varmeveksler u- nit (GVV)	Scenarie 3 Varmtvands- beholder unit (VVB)
Investering, reinvestering og scrapværdi	9,2	9,3	8,6	8,7
Brændsler, afgiftsforvridning, emissionsomkostninger	3,0	3,0	3,0	3,0
Total	12,2	12,3	11,6	11,7
Pr. hus	0,133	0,134	0,126	0,127

Når varmetabet og el til pumper i det simulerede fjernvarmenet medtages, fås en mere reel sammenligning, der illustrerer den virkelige forskel mellem de enkelte scenarier primært med hensyn til varmetab i nettet. Det betyder dog, at prisen for varmetab og el til pumper på en måde er regnet med to gange. Det skal bemærkes, at grunden til, at der så ikke er anvendt nogle andre fjernvarmepriser rensat for udgifter til varmetab og pumpe-el, er, at priserne "An forbruger" fra Energistyrelsens vejledning er de mest brugbare af hvad, der er tilgængeligt.

Tabel 6.11 Samfundsøkonomisk marginal betragtning af fjernvarmescenarierne inkl. reelt varmetab og el til pumper. Omkostninger over 30 år for samlet fjernvarmenet med 92 huse.

Omkostninger pr. 30 år [Million DKK]	Scenarie 0 Reference* (VVB_ref)	Scenarie 1 Fjernvarme- beholder unit (FVB)	Scenarie 2 Varmeveksler unit (GVV)	Scenarie 3 Varmtvands- beholder unit (VVB)
Investering, reinvestering og scrapværdi	9,2	9,3	8,6	8,7
Brændsel, afgiftsforvridning, emis- sionsomkostninger	4,7	3,5	3,6	3,6
Total	13,9	12,8	12,2	12,3
Pr. hus	0,151	0,139	0,132	0,134

Med resultaterne i ovenstående tabel er det klart, at det højere varmetab i referencescenariet giver udslag i omkostninger, når der kigges på en driftsperiode på 30 år. Sammenlignet med scenarie 2 er der tale om ca. 19.000 kr. pr. hus pr. 30 år. Det er dog ikke kun brændselsudgifterne, der gør referencescenariet dyrere, men også den højere ledningsnetinvestering.

I det videre er der valgt at sammenligne FVB med individuelle løsninger. Dette skyldes delvis, at FVB er en ny type unit, men også at den er den marginalt dyreste i det nye koncept. Men andre ord, hvis den dyre løsning/scenarie er rentabelt for fjernvarmen, er alle scenarierne rentable i forhold til varmepumperne.

6.5 Sammenligning med varmepumper

For overordnet at vurdere, om lavtemperaturfjernvarme er en god idé til lavenergi-huse, er det valgt at lave en samfundsøkonomisk sammenligning med individuelle varmepumper, da markedet for disse er stigende, og de p.t. udgør den billigste form for individuel opvarmning. Ulemperne ved varmepumper er dog, at de er afhængige af strøm, som i højere grad medfører flere CO₂-emissioner. Endvidere kan de i ringere grad udnytte overskudsvarme og kombineres med vedvarende energi.

I den samfundsøkonomiske sammenligning er lavenergifjernvarmen sammenlignet med både jordvarmepumper og luft-til-vand varmepumper. For fjernvarmen er det i sammenligningen valgt at bruge fjernvarmebeholderen (FVB), fordi det er den nye brugerunit-teknologi, og fordi den giver det laveste varmetab i fjernvarmenettet.

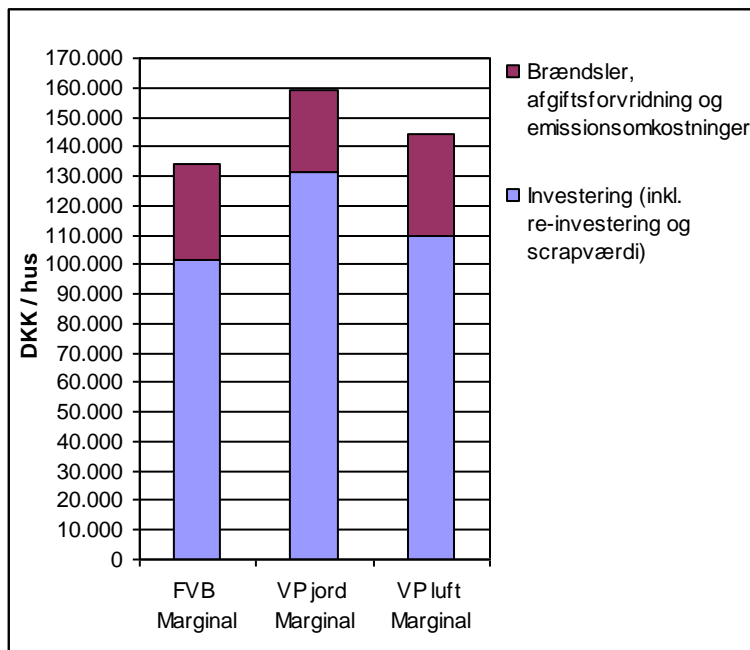
Der er dermed opstillet tre scenarier. Til sammenligningen er der anvendt en del antagelser. Vigtigt at bemærke er, at der er medtaget reinvesteringer, idet der regnes for en 30 års periode. Resultatet af de samfundsøkonomiske beregninger fremgår af nedenstående tabel.

Tabel 6.12 Samfundsøkonomisk sammenligning af lavtemperaturfjernvarme med varmepumper, marginal betragtning. Omkostninger over 30 år for samlet fjernvarmenet med 92 huse.

Omkostninger pr. 30 år [Million DKK]	Scenarier		
	FVB	VP jord	VP luft
Investering, reinvestering og scrapværdi	9,3	12,1	10,1
Brændsel, afgiftsforvridning, emissionsomkostninger	3,0	2,5	3,1
Total	12,3	14,6	13,3
Pr. hus	0,134	0,159	0,144

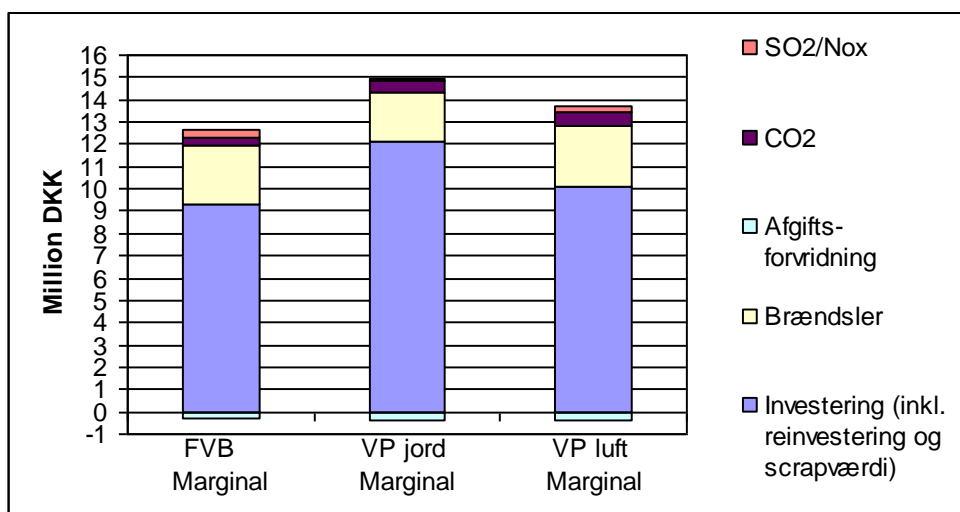
Resultaterne viser, at lavtemperaturfjernvarme er fuldt konkurrencedygtig med varmepumpeteknologien. Vigtigt at bemærke er, at dette resultat er baseret på de opstillede forudsætninger. Endvidere skal det bemærkes, at den givne varmetæthed for fjernvarmen (referenceområdet) er af stor betydning for det endelige resultat. Det vil sige, at hvis husene f.eks. lå tættere på hinanden eller havde et højere varmeforbrug, så ville scenariet for lavtemperaturfjernvarme være endnu mere fordelagtigt. Og hvis det omvendte var tilfældet, ville det selvfølgelig være mindre fordelagtigt.

Resultaterne er vist grafisk i Figur 6.1. Anlægsinvesteringerne er i alle tilfælde dominerende.



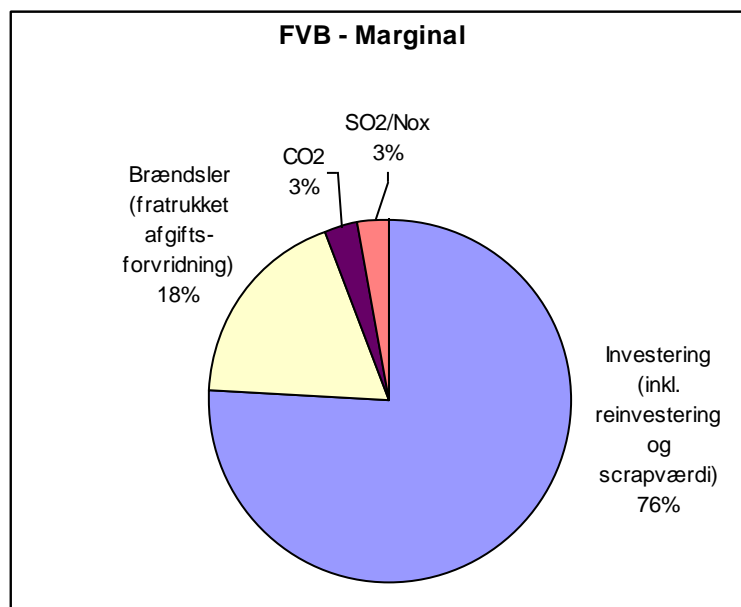
Figur 6.1 Samfundsøkonomisk sammenligning af lavtemperaturfjernvarme med varmepumper, marginal betragtning. Omkostninger over 30 år pr. hus.

Det ses tydeligt af den næste figur, at brændsler og emissionsomkostninger kun står for en mindre del af de samlede samfundsøkonomiske omkostninger. Afgiftsforridning indgår som en negativ omkostning. Scrapværdien efter de 30 år er også et negativt beløb, som her i beregningen er trukket fra investeringen.



Figur 6.2 Samfundsøkonomisk sammenligning af lavtemperaturfjernvarme med varmepumper, marginal betragtning. Omkostninger over 30 år for samlet fjernvarmenet med 92 huse.

Næste figur viser et eksempel på den procentmæssige fordeling i omkostningerne pr. 30 år.

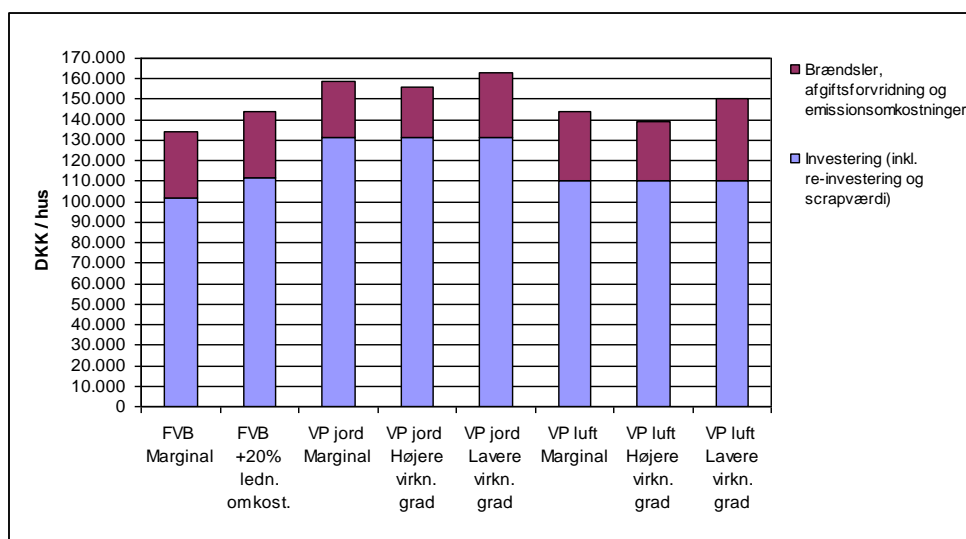


Figur 6.3 Fordelingen i samfundsøkonomiske omkostninger over 30 år for fjernvarme (FVB) marginal betragtning.

6.5.1 Følsomhedsanalyse for økonomi

Da den samfundsøkonomiske analyse har krævet opsætning af en lang række antagelser, er det interessant at vurdere følsomheden ved nogle af de enkelte antagelser.

De vigtigste resultater af følsomhedsanalysen fremgår af Figur 6.4.



Figur 6.4 Samfundsøkonomisk sammenligning af lavtemperaturfjernvarme med varmepumper, Økonomisk følsomhedsanalyse. Omkostninger over 30 år pr. hus.

Højere ledningsomkostninger til fjernvarmenettet

Tidligere blev det præciseret, at ledningsomkostningerne udgør langt den største del af investeringen for fjernvarme. For at vurdere konsekvensen af højere ledningsomkostninger er der lavet en følsomhedsanalyse for et scenarie, hvor der er lagt 20% til udgangspunktet for ledningsomkostningerne, der inkluderer jordarbejde, smedjearbejde og rørleverancen. Af Figur 6.4 fremgår det, at lavtemperaturfjernvarme er fuldt konkurrencedygtig med varmepumperne på trods af 20% højere pris på ledningsnettet. FJV +20% ledningsomkostninger og VP luft marginal ligger begge på ca. 144.000 kr./30 år/hus.

Levetid på fjernvarmerør

Det er vurderet at være realistisk med en levetid på fjernvarmerørene på 40 år. Selv om rørproducenten Logstor taler om tekniske levetider på op til 50-100 år, må man påregne, at andre faktorer såsom forbedret teknologi, ledningsnet og bymæssige ændringer eller kvaliteten af fjernvarmevandet kan have indflydelse på den samlede levetid. Med andre ord, det er svært at spå om fremtiden. I beregning af økonomien for fjernvarmen er det dog af en vis betydning, hvad levetiden sættes til, da ledningsnetomkostningerne står for en stor andel af de samlede omkostninger. Sættes levetiden til 30 år, vil det betyde lidt ringere økonomi for fjernvarmen i forhold til varmepumperne. I standard/marginal scenariet vil omkostninger pr. 30 år stige med ca. 2500 DKK pr. hus til 0,136 million DKK, og fjernvarmen vil stadig være billigst.

Virkningsgrad for varmepumper

Mens varmepumper til individuel opvarmning bliver mere og mere udbredt bl.a. til lavenergihuse, er deres typiske årsvirkningsgrader dog stadig ikke specielt veldokumenterede. Det skyldes bl.a., at der er mange produkter på markedet. Og problemet er, at årsvirkningsgraden ofte ikke er så høj, som fabrikanten oplyser, og at varmepumpen kan have svært ved at virke på årets koldeste dage, hvor den indbyggede elpatron (direkte opvarmning med el) må træde til.

Til at vurdere betydningen af varmepumpernes årsvirkningsgrad er der opstillet scenarier for årsvirkningsgrader både højere og lavere end udgangspunktet. En lavere årsvirkningsgrad vil betyde, at brændselsmængden (elforbruget) for varmepumperne vil stige, mens en højere virkningsgrad kan mindske brændselsbehovet. De forskellige årsvirkningsgrader, som er benyttet i følsomhedsanalysen, fremgår af Tabel 6.13.

Tabel 6.13 Samfundsøkonomi (afrundede tal) for varmepumper ved forskellige årsvirkningsgrader [SPF].

	VP jord		VP luft	
	SPF	Økonomi	SPF	Økonomi
	-	DKK/30år/hus	-	DKK/30år/hus
Udgangspunkt	3,1	159.000	2,5	144.000
Højere SPF	3,5	155.800	2,9	139.300
Lavere SPF	2,7	163.000	2,1	150.500

Af Figur 6.4 ses det, at varmepumperne med en højere virkningsgrad kommer tættere på standardscenariet for fjernvarme, men kun når der sammenlignes med scenariet, hvor der er regnet med højere ledningsomkostninger, formår varmepumperne (kun VP luft) at blive billigere end fjernvarmen set over 30år.

Tallene i Tabel 6.13 skal ses i forhold til FVB marginal fjernvarmescenariet på ca. 134.000 kr./30 år/hus.

Levetid og reinvestering for varmepumpeunits

Levetiden for varmepumperne er sat til 30 år med en reinvestering hvert tiende år på 20.000 DKK. Dette betyder højere udgifter i beregningsperioden end for fjernvarmeenheden. Der er ikke tale om favorisering af fjernvarmen, men om antagelser bl.a. baseret på input fra varmepumpeleverandører. Der ligger dog en vis usikkerhed i antagelsen. Men for fjernvarmeunits er der normalt ikke behov for mange reparationer eller udskiftninger af komponenter, mens varmepumpeenheden må forventes at skulle have udskiftet kompressoren ca. hvert 10. år. Dette er baseret på, at varmepumpeleverandører i Sverige stiller 10 års garanti.

For at undersøge, hvad en lavere reinvestering for varmepumperne betyder, er der lavet en følsomhedsberegning, hvor reinvesteringen er sat lavt til kun 10.000 DKK. For VP jord falder omkostningen over 30 år pr. hus fra 158.956 DKK til 148.775 DKK, mens VP luft falder fra 144.037 DKK til 133.855 DKK. Dermed kommer VP luft ned på samme pris som fjernvarme. Kombineres det med højere forventet virkningsgrad for varmepumpen, betyder det, at VP luft er 4.000-5.000 DKK billigere end fjernvarmen over 30 år pr. hus, hvilket stadig ikke er stor forskel tidsperioden og formodet udvikling i energipriser taget i betragtning.

Varmetab fra unit

Danfoss vurderer, at varmetabet kan ligge mellem 60 og 120 W pr. fjernvarmeunit alt efter typen. Det ubrugelige varmetab vil i værste fald være 120 W i sommerperioden på 4,5 måneder. Hvis det medtages i den økonomiske beregning, resulterer det i kun ca. 2.000 DKK højere omkostning 30 år pr. hus for fjernvarme standard/marginal scenariet, hvilket er stort set ubetydeligt. Varmepumpeuniterne må forventes også at have et mindre, ubrugeligt varmetab, men selv om varmetabet fra fjernvarmeuniterne skulle være lidt højere end for varmepumperne, er det så lidt, at det ingen betydning har i sammenligningen.

Da denne ekstra omkostning er så lav, vil det endvidere have næsten ubetydelig indflydelse de fire fjernvarmescenarier imellem.

6.5.2 Følsomhed - tarifstruktur i fjernvarmen

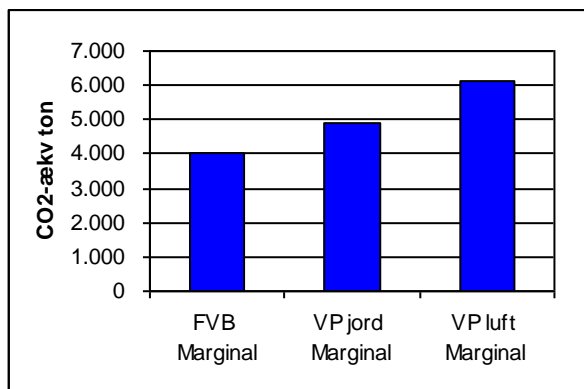
Afregningen af fjernvarme indeholder ofte en fast afgift baseret på husets størrelse, såsom areal eller rumareal. I mange tilfælde udgør denne udgift en væsentlig del af den samlede fjernvarmeregning. Et lavenergihus med på 145 m² med et meget lavt energiforbrug kan derfor ende med at få dårlig brugerøkonomi på trods af, at det er den samfundsøkonomiske bedste løsning.

En løsning på dette problem kunne være at benytte et 100 % energiforbrug baseret afregning i områder med lavenergibyggeri, eventuelt med et afkølingsincitament.

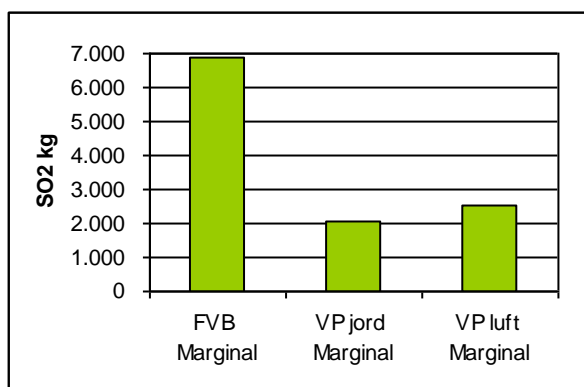
6.5.3 Emissionsanalyse

I den samfundsøkonomiske analyse er emissionerne prissat og regnet med i de totale omkostninger for samfundet. Størrelsen af emissioner findes ved at gange brændselsforbruget med emissionsfaktorer. I beregningen omregnes metan CH₄ og lattergas N₂O til CO₂-ækvivalenter, hvilket betyder at selv om et brændsel ikke giver anledning til CO₂-udledning, kan beregningsresultatet godt vise en mindre mængde CO₂-ækvivalent.

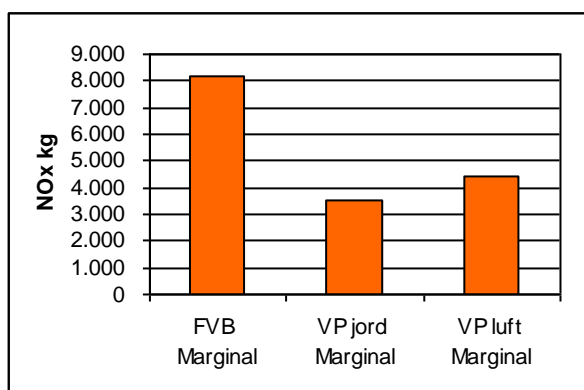
Emissionerne beregnet i forbindelse med marginalbetragtning fremgår af de følgende tre figurer. Med hensyn til CO₂ ligger fjernvarmen lavest i forhold til varmepumperne, men når der ses på SO₂ og NO_x, ligger varmepumperne højere.



Figur 6.5 CO₂-emissioner pr. 30 år for marginal betragtning, 92 huse.

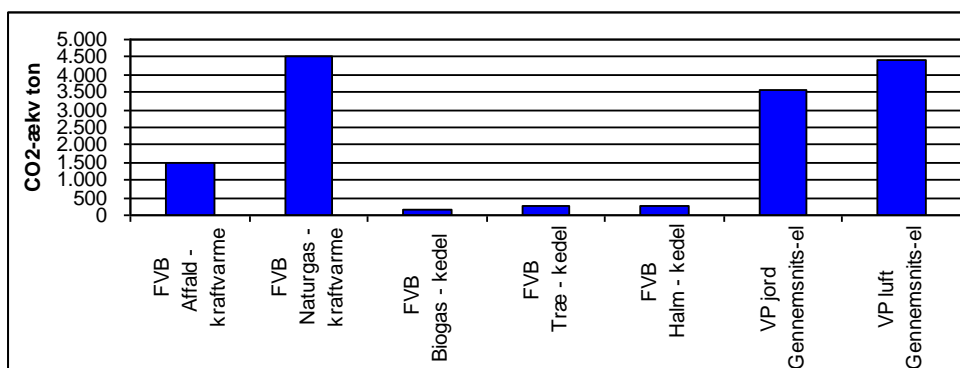


Figur 6.6 SO₂-emissioner pr. 30 år for marginal betragtning, 92 huse.



Figur 6.7 NO_x-emissioner pr. 30 år for marginal betragtning, 92 huse.

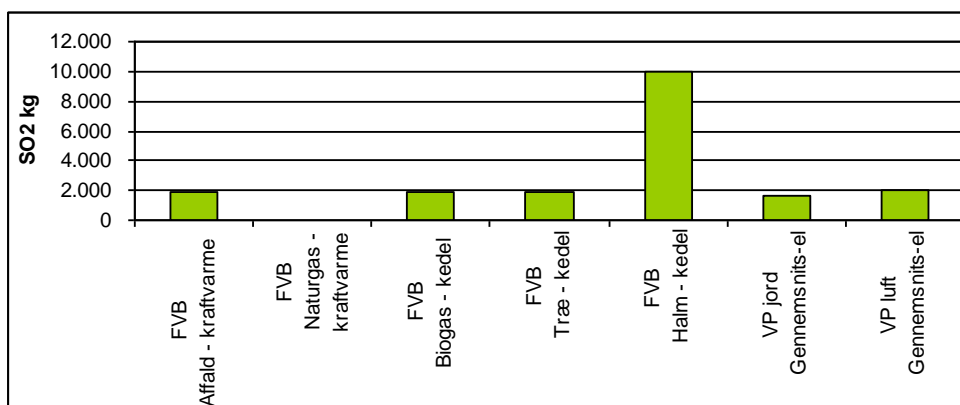
Marginalbetragtningen giver ikke noget nuanceret billede af emissioners typer og fokuserer ikke på biobrændsler og VE generelt. I fremtiden forventes mere VE som erstatning for bl.a. kul, og derfor er der lavet en række emissionsberegninger med alternative brændsler og dermed emissionsfaktorer for både el og fjernvarme. For el er der brugt gennemsnitsfaktorer for Østdanmark (Energinet.dk), og for fjernvarme er der set på kraftvarme baseret på affald eller naturgas samt kedelvarme (kun varmeproduktion) baseret på biogas, træ eller halm. Resultaterne for CO₂ fremgår af Figur 6.8.



Figur 6.8 CO₂-emissioner pr. 30 år, 92 huse. Forskellige emissionsfaktorer.

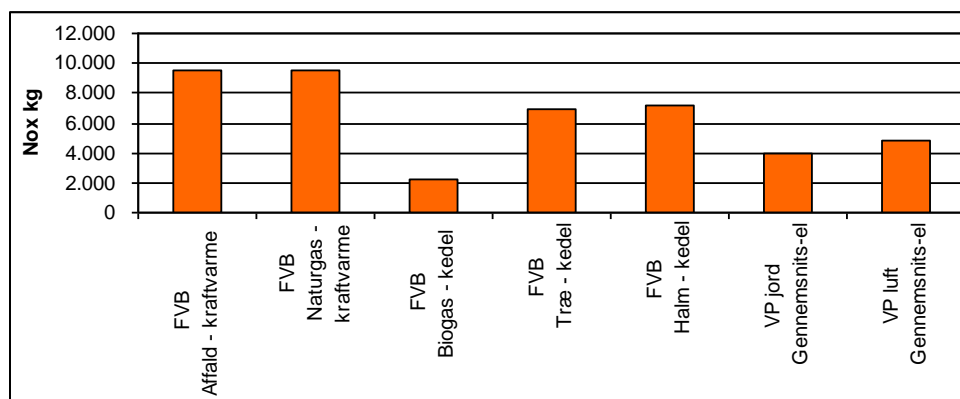
Det ses, at der kan opnås meget fornuftige værdier for fjernvarme baseret på biobrændsler. Faktisk er CO₂-udledningen for biogas, træ og halm nul, men da der regnes i CO₂-ækvivalenter, kommer der et bidrag, som skyldes metan og lattergas.

Af Figur 6.9 ses det, at også med hensyn til SO₂ kan der opnås "pæne" værdier for fjernvarme helt på niveau med varmepumperne.



Figur 6.9 SO₂-emissioner pr. 30 år, 92 huse. Forskellige emissionsfaktorer.

På Figur 6.10 ses det, at kun fjernvarme baseret biogas kan komme under niveauet for varmepumper med hensyn til NO_x-udledning.



Figur 6.10 NO_x-emissioner pr. 30 år, 92 huse. Forskellige emissionsfaktorer.

Det vurderes, at også med hensyn til emissioner er fjernvarme fuldt konkurrencedygtigt med varmepumperne. For CO₂ ser fjernvarme ud til i alle tilfælde at ligge under varmepumperne, på nær hvis der er tale om naturgasbaseret kraftvarme.

Analysen viser endvidere, at med biobrændsler kan fjernvarme komme på niveau med varmepumper for SO₂ og NO_x. Det må endvidere forventes, at røggasrensningsteknologierne optimeres med årene, så SO₂ og NO_x reduceres for både fjernvarme og varmepumper.

Derudover vil solvarme og overskudsvarme (fra industrielle processer eller lignende, der alternativt skulle bortkøles) kunne betyde emissionsfri fjernvarme. Endvidere kan øget vindkraft reducere varmepumpeemissionerne.

6.6 Konklusion på økonomisk analyse og miljø

Der er opstillet samfundsøkonomisk analyse for dels at kunne belyse økonomien for de forskellige fjernvarmescenarier igennem en årrække (30 år) og dels for at sammenligne lavtemperaturfjernvarme med en konkurrerende varmeteknologi til lavenergihuse, nemlig individuelle varmepumper.

Den samfundsøkonomiske sammenligning af fjernvarmescenerierne viste, at der ikke er så stor forskel på scenerierne på trods af, at bl.a. varmetabet kapitaliseres. Dog er udgiften til brændsler inklusive emissionsomkostninger for referencescenariet væsentligt højere på grund af det noget højere varmetab.

Fra den samfundsøkonomiske sammenligning med varmepumper henholdsvis jordvarme og luft-til-vand kan det konkluderes, at lavtemperaturfjernvarme er fuldt konkurrencedygtigt med varmepumper. Med de givne antagelser fremstår fjernvarmen endda billigere end begge typer varmepumper. Investering og re-investering står for de primære omkostninger i løbet af de 30 år både for fjernvarmen og varmepumperne.

Endvidere er der foretaget en analyse af de miljømæssige emissioner, som henholdsvis lavtemperaturfjernvarme og varmepumper kan give anledning til. Forskellige brændsler er blevet holdt op mod hinanden, og konklusionen er, at ved

marginal betragtning ser fjernvarme bedst ud med hensyn til CO₂, mens varmepumperne vinder i forhold til SO₂ og NO₂. Analysen viser dog, at det med bio-brændsler er muligt at opnå CO₂-fri fjernvarme, og udledningen af SO₂ og NO_x kan reduceres til niveau med varmepumperne. Endvidere kan solvarme og overskudsvarme betyde næsten emissionsfri varmeforsyning, ligesom vindkraft hjælper varmepumper mod meget lave emissioner.

Følsomhedsanalyserne viser ikke nogen store udslag, som udkonkurrerer fjernvarmen i forhold til varmepumperne. Tværtimod.

Højere varmetæthed (større huse, tættere liggende parceller, rækkehuse/tæt-lav byggeri, kortere ledninger) for fjernvarmen vil give endnu bedre resultater i forhold til varmepumperne.

Ulempen ved varmepumper er, at de i højere grad end fjernvarme er afhængige af elforsyning, og at de har et ringere potentiale i udnyttelse af overskudsvarme mv. samt lavtemperaturvarmekilder.

Dog kan det tænkes, at man opbygger et kombineret fjernvarme- og varmepumpesystem med centralt placerede varmepumper, der enten løfter lavtemperatur varmeressourcen de sidste par grader eller står for hele opvarmningen af fjernvarmevandet med el fra f.eks. vindkraft.

7 Referencer

Danfoss (2008). Input til priser på fjernvarmeunits.

Logstor (2008). Input til fjernvarmerør og stikinstallationer.

Grundfos (2008). Priser på hovedpumper.

Energistyrelsen (2008), "Forudsætninger for samfundsøkonomiske analyser på energiområdet. ISBN 978-87-7844-722-7.

Energistyrelsen (2008b), "Tillægsblad til Forudsætninger for samfundsøkonomiske analyser på energiområdet, februar 2008". Notat dateret 11. juni 2008.

Erhvervs- og byggestyrelsen (2008), "Bygningsreglement, BR08".
<http://www.ebst.dk/br08.dk>.

Bøhm, B. and Kristjansson, H. (2005). Single, twin and triple buried heating pipes. On potential savings in heat losses and costs. *Int. Journal of Energy Research* 2005; 29:1301-1312.

Claesson, J., Bennet, J. (1987): "Multipole Method to Compute the Conductive Heat Flows to and between Pipes in a cylinder". LUTVDG/(TVBH-709-3)/1-58/(1987). Department of Building Technology and Mathematical Physics, Lund, Sweden.

Wallentén, P (1991): "Steady-state heat loss from insulated pipes". Thesis, Department of Building Physics, Lund Institute of Technology, Sweden. ISBN 91-628-0340-9.

Svendsen, S., Olsen, P.K. and Ærenlund, T. (2005-2006). Artikler. "Fjernvarme til lavenergi huse? – Energi-forbrug og effektbehov", *KraftvarmeNyt* nr. 78, 2005. "Fjernvarme til lavenergi huse? – Udvikling og optimering af et lavenergifjernvarmenet", *KraftvarmeNyt* nr. 79, 2006.

Appendiks 4: TRNSYS Simulation of Consumer Unit for Low Energy District Heating Net

TRNSYS Simulation of the Consumer Unit for Low Energy District Heating Net

DTU report: SR-08-04

Jianhua Fan

Simon Furbo

Svend Svendsen

Department of Civil Engineering, Technical University of

Denmark, Brovej, 118, DK 2800

Abstract	1
1 Model sketch	2
2 Input to model	5
2.1 Flow from District heating network	5
2.2 DHW draw-off profile	5
2.3 Tank model	6
2.4 Space heating demand	7
3 Influence of daily hot water consumption	8
3.1 Hot water consumption 368 l/day	8
3.2 hot water consumption 184 l/day	9
4 Influence of tank materials	11
5 Influence of the size of the heat exchanger	13
6 Influence of tank charging mass flow rate	16
7 Different scenarios	17
7.1 Domestic hot water consumption 368 l/day	17
7.1.1 No heat storage tank	17
7.1.2 60 l Tank	17
7.1.3 140 l Tank	18
7.1.4 200 l Tank	19
7.2 Domestic hot water consumption 184 l/day	21
7.3 Calculation of the combisystem with consideration of bathroom comfort	22
7.3.1 A 12 h standard hot water consumption (368 l/day)	22
7.3.2 A reduced hot water consumption (184 l/day)	23
7.3.3 Yearly calculation of the combisystems with reduced hot water consumption and adjusted tank changing flow rate	23
8 Experiments	24
9 Conclusion	26

Abstract

In the report the performances of two consumer units for low temperature district heating net are investigated using TRNSYS. The TRNSYS model is validated against measurements. The results show that:

1. If there is no heat storage tank the mass flow rate of the district heating flow to the house should be approx. 760 kg/h in order to fulfill the required hot water draw-off profile. For a system with a heat storage tank of 60 l, the mass flow rate can be decreased to 120 kg/h. For a system with a tank of 140 l, the mass flow rate can be decreased to 58 kg/h. For a tank volume of 200 l, a mass flow rate of the district heating flow of 14 kg/h is necessary. The average return temperature from the system is 22.4°C, 23.3°C and 18.2°C for the system with a tank volume of 60 l, 140 l and 200 l respectively.
2. The combisystem can utilize the energy in the return water from the tank therefore decreases the average return temperature of the system to the district heating net can be decreased. The annual energy transferred from the tank to the floor is 553, 660 and 136 kWh for a system with 60 l, 140 l and 200 l tank respectively. The average return temperature of the system is decreased by 2.5, 2.7 and 1.2 K for the combisystem with a tank volume of 60 l, 140 l and 200 l respectively.
3. The daily hot water consumption has a significant influence on the performance of the DHW system. With a reduced hot water consumption of 184 l/day, the average return temperature from the tank will be increased significantly, for instance 16 K for a tank volume of 200 l. With a reduced hot water consumption of 184 l/day and a reduced tank charging flow rate, the average return temperature from the tank will increase 1.0 to 7.1 K for different tank sizes. In order to decrease the return temperature from the tank, the tank charging system shall be smart controlled so that the tank charging flow rate or the control mode can be adjusted with respect to actual daily hot water consumption. An alternative is to combine the tank with the floor heating system so that the energy in the return water from the tank can be utilized for floor heating.
4. The influence of tank material on tank thermal stratification has been investigated. It is shown that a tank with SS316L as construction material will have a slightly better thermal stratification and thus a slightly lower average return temperature than a tank with FE360 as construction material, for instance 0.6 K lower for a tank volume of 200 l. However the cost of SS316L is higher than the cost of FE360. The optimum solution is to use FE360 as tank construction material.
5. The influence of the size of the heat exchanger on thermal performance of the tank is investigated. Three types of heat exchanger are investigated: XB37H60, XB37H90 and XB06H60. It is shown that the system with heat exchanger XB37H60 and XB37H90 can fulfill the DHW demand while the system with heat exchanger XB06H60 can not, therefore XB37H60 is used as the heat exchanger.
6. The heat loss of the tank is determined by the average tank temperature over the year and the surface area of the tank. The average tank temperature over the year is greatly influence by the standby operation time of the tank. The longer the standby operation time, the higher the average tank temperature over the year. The annual heat loss of the tank is 104 kWh, 181 kWh and 93 kWh for the tank volume of 60 l, 140 l and 200 l respectively. Since it takes much less time for the 60 l and 140 l tanks to be fully charged, the standby time of the two tanks are much longer than

that of the 200 l tank which results in higher average tank temperature, therefore the heat loss of the 60 l tank and the 140 l tank is larger than the heat loss of the 200 l tank. The heat loss of the 140 l tank is the higher than the heat loss of the 60 l tank due to its larger tank surface area.

- The TRNSYS calculated fluid temperatures in the tank are compared to the measured temperatures at the surface of the tank. The comparison between the calculations and the experiments shows that the calculations agree with the measurements with an underestimated degree of thermal stratification. The reason for the disagreement could be due to the fact that it is not possible to totally avoid numerical diffusion due to the limitation on the node number. Another reason could be the influence on thermal stratification by the natural convection in the tank caused by heat loss from the wall. The natural convection helps to build up thermal stratification in the tank, which is not considered in the TRNSYS tank model.

It must be mentioned that the calculated heat losses will be lower than the tank heat losses in practice. Especially pipe connections in the upper part of the tank will strongly increase the tank heat loss.

1 Model sketch

In the report the performance of two systems are investigated using TRNSYS. One is called separate system where the domestic hot water loop and the space heating loop are parallel connected. The other system is called a two stage system or combisystem where the return water from the heat storage tank is directed to the space heating loop and used for floor heating when the water temperature is higher than the supply temperature to the floor heating system.

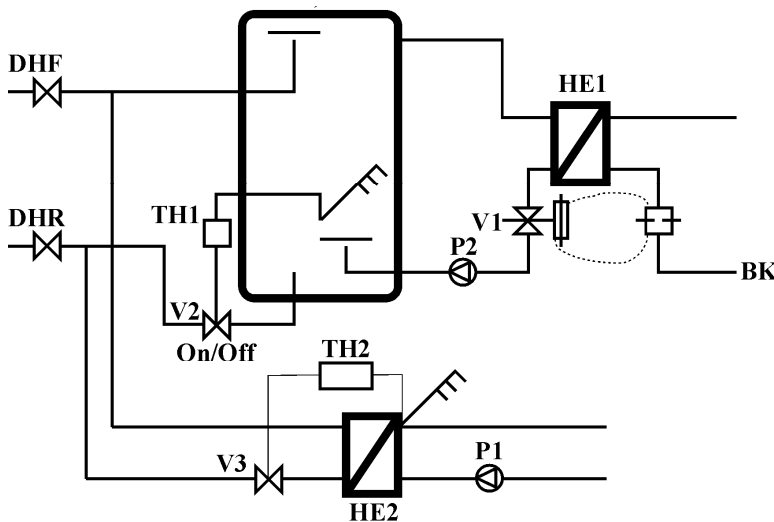


Fig. 1 Model sketch of a system with parallel connected domestic hot water loop and space heating loop

The sketch of the separate system is shown in Figure 1. There are two parallel loops: one for the DHW tank and the other for space heating. The two loops are controlled independently. In the DHW loop, the thermal stratification in the tank is modeled with TRNSYS type 340. Heat loss from the tank is included in the model while heat loss from the pipes and the heat exchanger HE1 is not considered. The charging of the tank is controlled by a thermostat controller based on the temperature of the fluid at the bottom of the tank. The tank is charged if the temperature is lower than or equal to the set point temperature. The charging will be switched off if the temperature is

higher than the set point temperature.

The flow rate of the primary loop of HE1 will be adjusted by an iterative feedback controller so that the outlet temperature of the secondary loop (tap temperature) will be 40°C. The tap temperature is lower than the tap temperature of 45°C as stated in DS439. A warning will be given if the tapped fluid temperature is lower than 39.5°C. It shall be mentioned that heat loss of the pipe from the heat exchange to the tap is not considered.

For the space heating loop, a floor heating system is used. The return temperature is assumed to be 21°C. The space heating demand is averaged out over the day. The flow from the district heating network is calculated based on the daily space heating demand, therefore it varies from day to day. In this model, the heat exchanger for space heating HE2 is not considered.

The sketch of the combisystem is shown in Fig.2. The DHW loop and the space heating loop are the same as in the separate system except that the return water from the heat storage tank is directed to the floor heating loop when the return water temperature is higher than the supply temperature to the floor. The supply temperature to the floor depends on the daily space heating demand. The floor temperature should be high enough so that the space heating demand is covered.

$$((T_{\text{floor, supply}} + T_{\text{floor, return}})/2 - T_{\text{room}}) \cdot A_{\text{room}} \cdot h \geq \frac{E_{\text{space, daily}}}{24} \cdot 1000 \quad (1)$$

$$T_{\text{floor, supply}} = \left(\frac{1000 \cdot E_{\text{space, daily}}}{24 \cdot A_{\text{room}} \cdot h} + T_{\text{room}} \right) \cdot 2 - T_{\text{floor, return}} \quad (2)$$

where $T_{\text{floor, supply}}$ is the supply temperature to the floor, °C ; $T_{\text{floor, return}}$ is the return temperature from the floor, 21°C. T_{room} is the room temperature, 21°C. A_{room} is the floor area, m². h is the surface heat transfer coefficient of the floor, 5 W/(m²K). $E_{\text{space, daily}}$ is the daily space heating energy demand, kWh.

As shown in Fig. 2, if the fluid temperature of the return flow from the tank is no less than the $T_{\text{floor, supply}}$, the fluid is directed to the valve V2 and is mixed with the district heat flow from the valve V3 before it enters the floor heating system. If the fluid temperature of the return flow from the tank is less than $T_{\text{floor, supply}}$, the fluid is directed back to the district heating net by the valve V1.

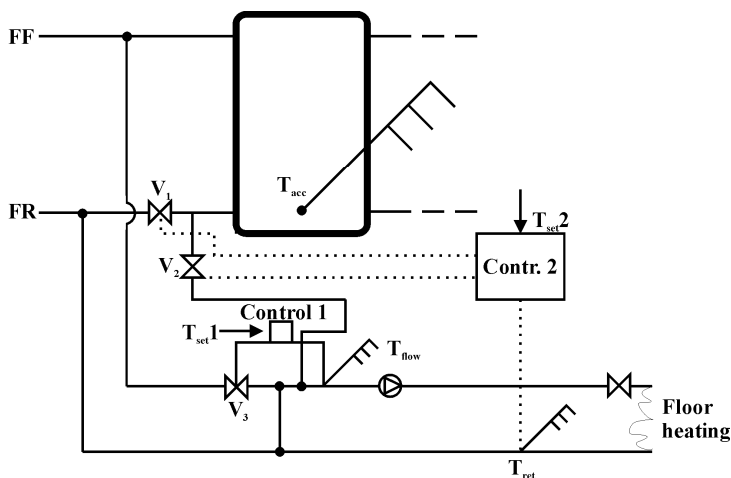


Fig. 2 Model sketch of a two stage system with domestic hot water loop combined to space heating system

Fig. 3 shows outdoor temperature and daily space heating demand of the reference house from January to April. Fig. 4 show flow rate and temperatures of the floor heating system in the model. Cooling of the flow through the floor is shown in Fig. 5.

It can be seen that the supply temperature is changing according to the daily space heating demand while temperature of the return flow from the floor is assumed to be constant at 21°C. The highest supply temperature is 25.8°C in the period from January to April, corresponding to a space heating demand of approx. 42 kWh/day. The supply temperature is decreased with a decreased daily space heating demand. The lowest supply temperature to the floor is set to be 22°C. The flow rate is decreased if the space heating demand is lower than 8.8 kWh/day. In the summer, when there is no space heating demand, the return water from the tank can be utilized to heat up the bathroom for comfort. The energy needed for bathroom comfort is assumed to be 2 kWh/day. The minimum daily space heating demand is set to 2 kWh if bathroom comfort is considered.

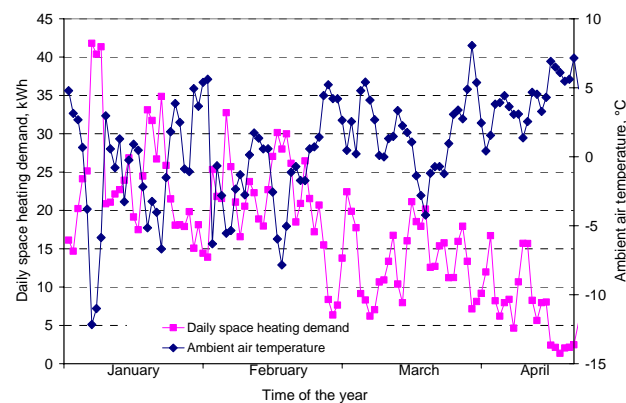


Fig. 3 Ambient air temperature and daily space heating demand from January to April

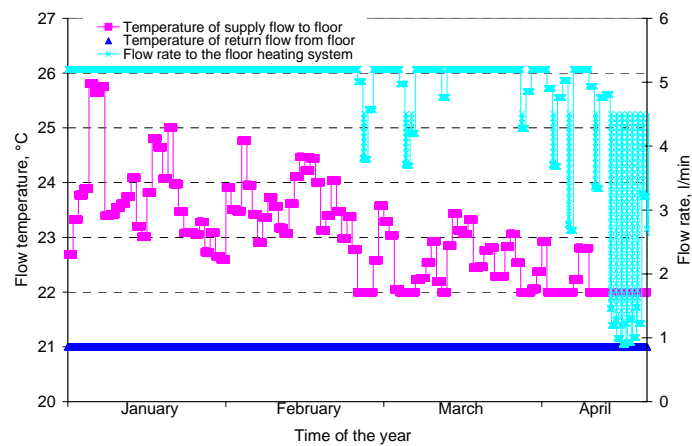


Fig. 4 Fluid temperatures and flow rate of the floor heating system from January to April

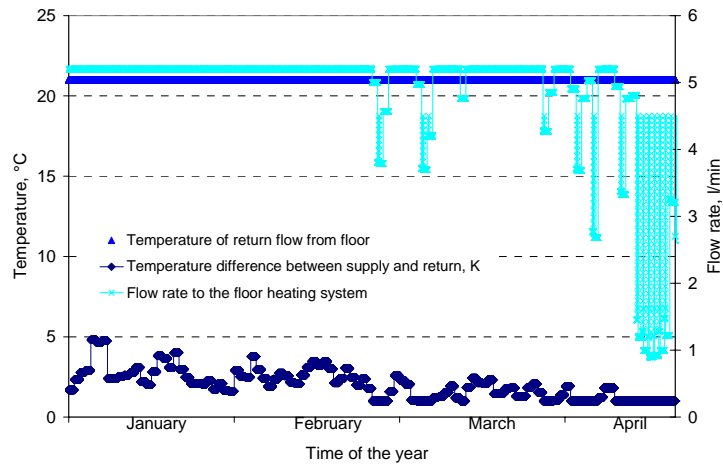


Fig. 5 Temperature difference and flow rate of the floor heating system from January to April

2 Input to model

2.1 Flow from District heating network

The flow from the district heating network has a constant temperature of 50°C. The flows from both loops are fully mixed before the water returns to the network. The temperature of the return flow is obtained by a mass weighted average of the flows over a specified time.

2.2 DHW draw-off profile

The following DHW draw-off profile is assumed.

Type: buildings without bath tub

(1) 4 showers, each with a volume of 42 l. Each shower takes 300 s and there is delay of 20 min between the showers.

(2) 2 kitchen washes for every 3 hours, each wash with a volume of 15 l. Each wash takes 150 s and there is a delay of 20 min between washes.

(3) 4 hand washes for every 6 hours, each wash with a volume of 10 l. Each wash takes 180 s and there is a delay of 20 min between washes.

For all hot water draw-offs, a hot water temperature of 40°C and a cold water inlet temperature of 10°C are used. A combination of 1+2+3 is used in order to be on the safe side. The draw off profile is enforced for 12 hours per day from 6:00 to 18:00. That is different with the standard DS439 which requires that the 12 hours draw-off profile is enforced twice per day. The hot water consumption pattern used is shown in Fig. 6.

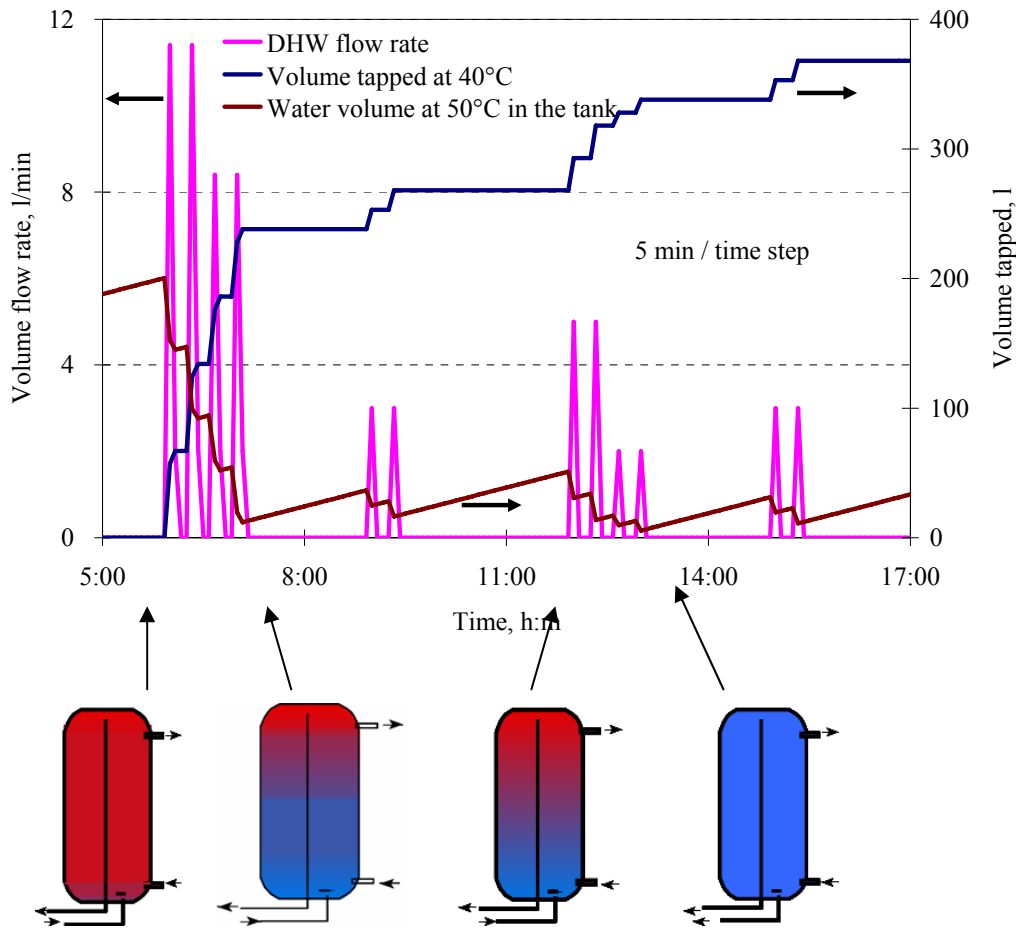


Fig. 6 DHW draw-off profile and status of the heat storage tank for a hot water consumption of 368 l/day. (Tank volume: 220 l)

The principle of the heat storage tank is shown in Fig. 6. The tank is charged with a low flow rate all over the day. Before 6:00 AM, the tank is fully charged. At 6:00 AM, the first draw-off starts. In about 1 hour, the tank is almost emptied. From 7:00 AM to 16:00 PM the tank is continuously charged and is discharged from time to time. At 16:00 PM the tank is emptied again. From 16:00 PM till 6:00 AM of the next day, the tank will be gradually charged and will be full before the start of the first draw-off of the next day.

2.3 Tank model

The buffer tank is supposed to be a cylindrical tank of pressure rating of PN6. By default FE360 is used to produce the tank but the influence of tank stratification by using SS316L as tank material is investigated and presented in chapter 4. The thickness of the tank wall is 1.5 mm.

The diameter of the tank varies with the different tank volumes investigated. The heat loss coefficients from the tank are calculated for the top, bottom and the side respectively, as given in literature (Educational notes, Solar Heating Systems, Simon Furbo).

The heat loss coefficient from the top of the tank is determined by:

$$\frac{\pi (d_y + e_s)^2}{4} \frac{1}{\frac{e_t}{\lambda} + \frac{1}{a_{top}}} \quad \text{W/K} \quad (3)$$

The heat loss coefficient from the bottom of the tank is determined by:

$$\frac{\frac{\pi}{4}(d_y + e_s)^2}{\frac{e_b}{\lambda} + \frac{1}{a_{bot}}} \text{ W/K} \quad (4)$$

The heat loss coefficient per height unit from the side of the tank is determined by:

$$\frac{\pi}{2\lambda \ln \frac{d_y + 2e_s}{d_y} + \frac{1}{a_{side}} \frac{1}{d_y + 2e_s}} l \text{ W/K/m} \quad (5)$$

where d_y is the outer diameter of the tank. l is the height of the tank. e_s is the thickness of the side insulation, 0.1 m. e_t is the thickness of the top insulation, 0.1 m. e_b is the thickness of the bottom insulation, 0.1 m. λ is the thermal conductivity of the insulation material, 0.04 W/mK. α_{top} is the heat transfer coefficient of the top surface of the tank, 10 W/m²K. α_{bot} is the heat transfer coefficient of the bottom surface of the tank, 5.88 W/m²K. α_{side} is the heat transfer coefficient of the side surface of the tank, 7.69 W/m²K.

The heat loss coefficients from tanks of different sizes can be calculated with equation [3-5]. As an example the heat loss coefficient from a 200 liter tank is listed in the following table.

Table 1. Heat loss coefficients from a 200 liter tank

Part	top	bottom	side	Total
Unit	W/K	W/K	W/K	W/K
Heat loss coefficient	0.08	0.07	0.95	1.10

The TRNSYS tank model type 340, by far the most advanced model, is used to calculate the thermal stratification of the buffer tank. The tank is divided into a number of equal sized layers. It is assumed that the fluid in each layer is fully mixed and a mixing rate during discharge and charge of 10% and 5% are assumed for the bottom and top of the tank respectively. That is: When the tank is charged 5% of the tank volume at the top of the tank is fully mixed and when the tank is discharged by the hot water draw-off 10% of the tank volume at the bottom of the tank is fully mixed.

In the calculation an effective thermal conductivity of water is used by which the thermal conduction of the tank wall is taken into consideration.

$$\lambda_{effective} = \lambda_{water} + \lambda_{steel} \cdot \frac{(d_y^2 - d_i^2)}{d_i^2}$$

where $\lambda_{effective}$ is the effective thermal conductivity of water in the tank; λ_{water} is the thermal conductivity of water; λ_{steel} is the thermal conductivity of tank material; d_y is the outer diameter of the tank; d_i is the inner diameter of the tank.

A fully charged tank is assumed in the start of the simulation. The initial temperature of the whole tank is 50°C. The time step of the TRNSYS calculation is 5 min.

2.4 Space heating demand

The daily space heating demand is calculated based on the reference house 1 shown in Fig. 7,

which results in a yearly space heating demand of 3028 kWh for a indoor temperature of 20°C.

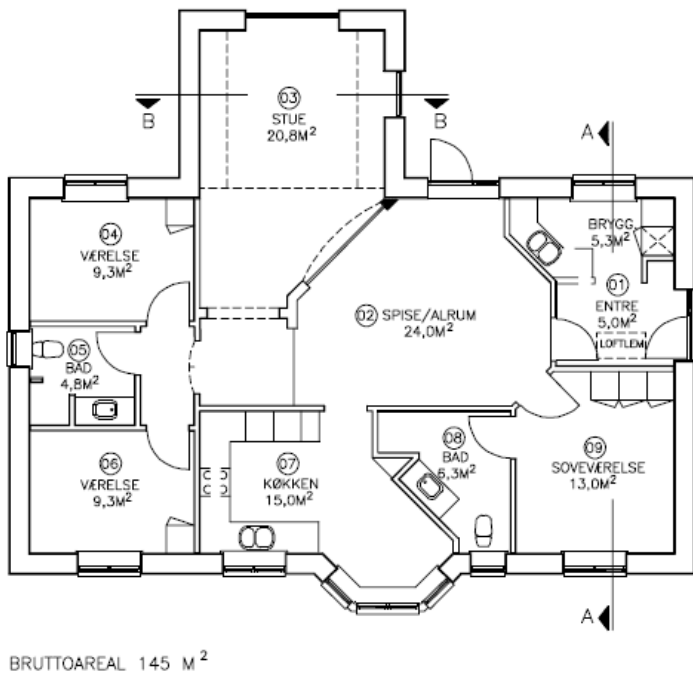


Fig. 7 Illustration of the simulated reference house 1

3 Influence of daily hot water consumption

3.1 Hot water consumption 368 l/day

With the model that is nearly free of numerical diffusion, a good thermal stratification in the tank can be achieved. It is possible to have a tank of 220 l which can fulfill the domestic hot water demand. The temperatures calculated with the model without numerical diffusion are shown in Fig. 8.

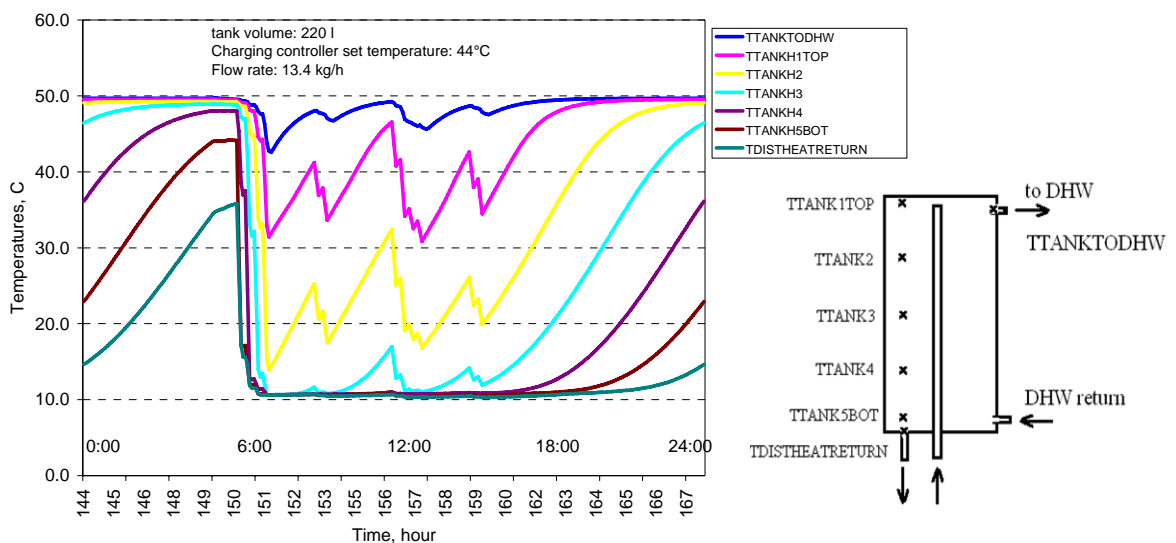


Fig. 8 Temperatures calculated for a daily hot water consumption of 368 l

The results of the calculation with a 220 l tank for the first week of the year are listed in the

following table.

Table 2 Results of the first week of the year with a 220 l tank and hot water consumption 368 l/d

Variable	Unit	Value
Reference time	-	First week of the year
Hot water consumption	l	2576
Tank heat loss	kWh	1.9
Energy from district heating	kWh	297
Energy tapped for hot water Consumption	kWh	89
Tank energy change	kWh	-2.7
Energy for space heating	kWh	208
Energy balance	kWh	0.3
Tap warnings	Min	0
Average return temperature of the system	°C	19.9
Average tank return temperature	°C	13.6
Total DH water volume through the tank	l	2141
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 20^{\circ}\text{C}$	l	278 (13%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 25^{\circ}\text{C}$	l	185 (9%)

3.2 hot water consumption 184 l/day

In practice the hot water consumption may be lower than described in the standard. A calculation with a decreased hot water consumption is carried out. The volume of hot water per draw-off is cut by half which results in a total hot water consumption of 184 l per day. The calculated temperatures with a tank charging flow rate of 13.4 kg/h are shown in Fig. 9.

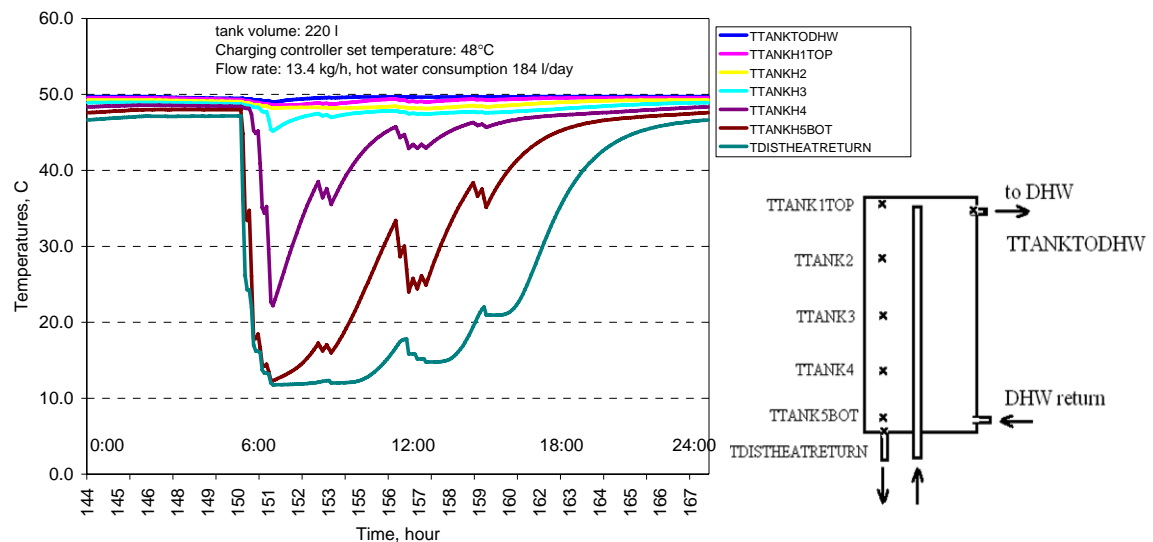


Fig. 9 Temperatures calculated for a daily hot water consumption of 184 l and a tank charging flow rate of 13.4 kg/h.

Compared with Fig. 8, it can be seen that the return temperature from the tank to the district heating network is much higher with a decreased hot water consumption. Since hot water

consumption is low, the tank is at most time kept at a high temperature. The tank is frequently charged in order to compensate heat loss from the tank and to keep the tank warm. This frequent charge will deliver water at a high temperature to the district heating network and increase the average temperature of the return flow. The result for the first week of the year is listed in the following table. It can be seen that 1214 liters of the return water from the tank has a temperature higher than 20°C while 996 liters of water has a temperature higher than 25°C.

Table 3 Results of the first week of the year with a 220 l tank, a hot water consumption of 184 l/d and a tank charging flow rate of 13.4 kg/h.

Variable	Unit	Value
Reference time	-	First week of the year
Hot water consumption	l	1288
Tank heat loss	kWh	4.5
Energy from district heating	kWh	257
Energy tapped for hot water Consumption	kWh	45
Tank energy change	kWh	-0.3
Energy for space heating	kWh	208
Energy balance	kWh	0.3
Tap warnings	Min	0
Average return temperature of the system	°C	23.7
Average tank return temperature	°C	29.1
Total DH water volume through the tank	l	2030
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 20^{\circ}\text{C}$	l	1214 (60%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 25^{\circ}\text{C}$	l	996 (49%)

With a hot water consumption decreased by half, it is reasonable to decrease the tank charging flow rate by half. The result of the calculation with a tank charging flow rate of 6.7 kg/h is shown in Fig. 10.

The result for the first week of the year is listed in the following table. It can be seen that 193 liters of the return water from the tank has a temperature higher than 20°C while 79 liters of water has a temperature higher than 25°C. The return temperature from the tank is much lower than for a charge flow of 13.4 kg/h.

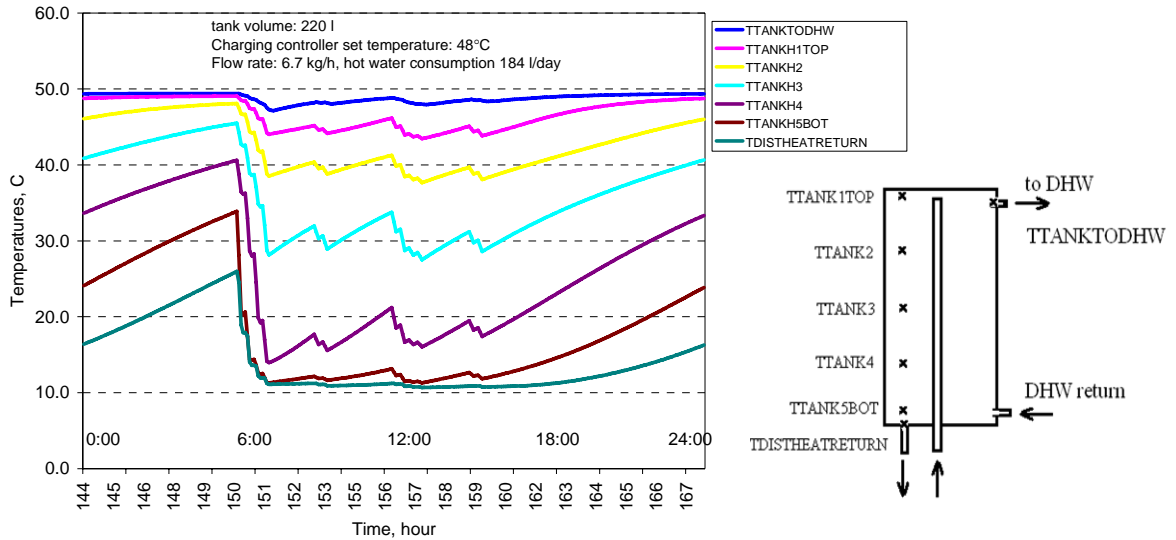


Fig. 10 Temperatures calculated for a daily hot water consumption of 184 l and a tank charging flow rate of 6.7 kg/h

Table 4 Results of the first week of the year with a 220 l tank, a hot water consumption of 184 l/d and a tank charging flow rate of 6.7 kg/h.

Variable	Unit	Value
Reference time	-	First week of the year
Hot water consumption	l	1288
Tank heat loss	kWh	2.7
Energy from district heating	kWh	252
Energy tapped for hot water consumption	kWh	45
Tank energy change	kWh	-3.0
Energy for space heating	kWh	208
Energy balance	kWh	0.3
Tap warnings	Min	0
Average return temperature of the system	°C	20.9
Average tank return temperature	°C	14.7
Total DH water volume through the tank	l	1158
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 20^{\circ}\text{C}$	l	193 (17%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 25^{\circ}\text{C}$	l	79 (7%)

4 Influence of tank materials

The influence of tank material on tank thermal stratification is investigated by replacing the default FE360 with stainless steel SS316L. The temperature calculated for a tank made of FE360 is shown in Fig. 8 while the temperature for a tank with SS316L is presented in Fig. 11.

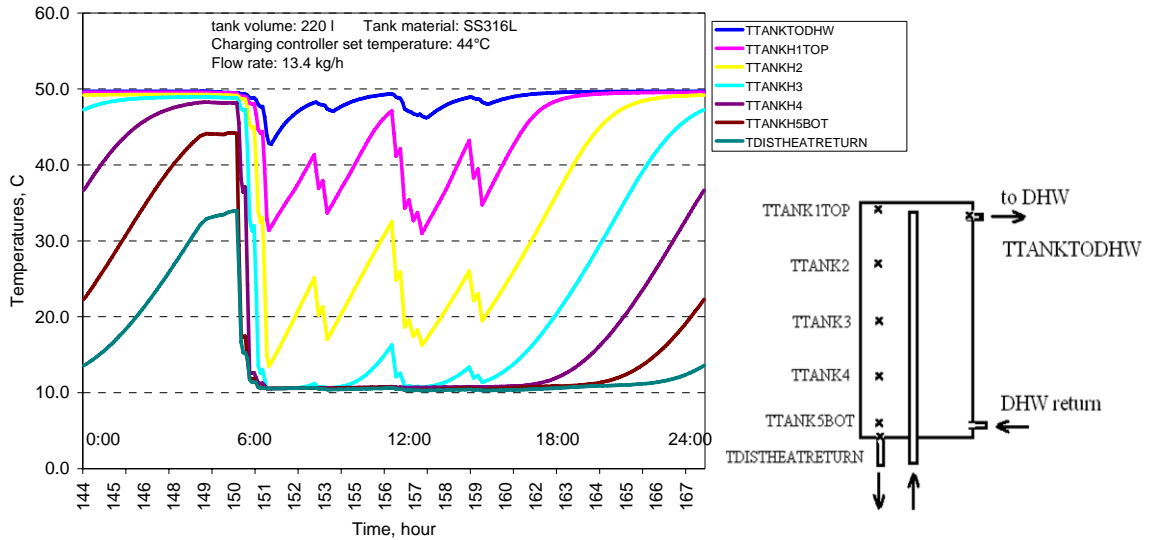


Fig. 11 Temperatures calculated for a daily hot water consumption of 368 l, a tank charging flow rate of 13.4 kg/h using stainless steel SS316L as tank material.

A full comparison for the first week of the year is given in the following table. It can be seen from the table that a tank with SS316L as construction material will have a better tank thermal stratification and thus a lower average return temperature than a tank with FE360 as construction material. 224 liters of the return water from the tank has a temperature higher than 20°C while 135 liters of water has a temperature higher than 25°C. However the cost of SS316L is higher than the cost of FE360. The optimum solution is to use FE360 as tank construction material. For a tank volume of 238 l, the net material saving is approx. 1000 kr if FE360 is used as tank construction material instead of SS316L.

Table 5 Comparison of different tank materials.

Tank material		FE360	SS316L
Reference time	-	First week of the year	
Hot water consumption	l	2576	2576
Tank heat loss	kWh	1.9	1.9
Energy from district heating	kWh	297	297
Energy tapped for hot water Consumption	kWh	89	89
Tank energy change	kWh	-2.7	-2.7
Energy for space heating	kWh	208	208
Energy balance	kWh	0.3	0.3
Tap warnings	Min	0	0
Average return temperature of the system	°C	19.9	19.8
Average tank return temperature	°C	13.6	13.0
Total DH water volume through the tank	l	2141	2106
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 20^{\circ}\text{C}$	l	278 (13%)	224 (11%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 25^{\circ}\text{C}$	l	185 (9%)	135 (6%)

5 Influence of the size of the heat exchanger

In the above investigations, the heat exchanger type Danfoss XB37H-90 is by default used as HE1 for DHW supply. Some of the system parameters are given as follows:

HE1 DHW:

Type: Danfoss XB37H-90 (90 plates, 1 path);

Height H=52.5 cm

Width W=12.5 cm

Depth D=15.0 cm

The heat exchange capacity rate as a function of the mass flow rate of the secondary loop is shown in the Fig. 12.

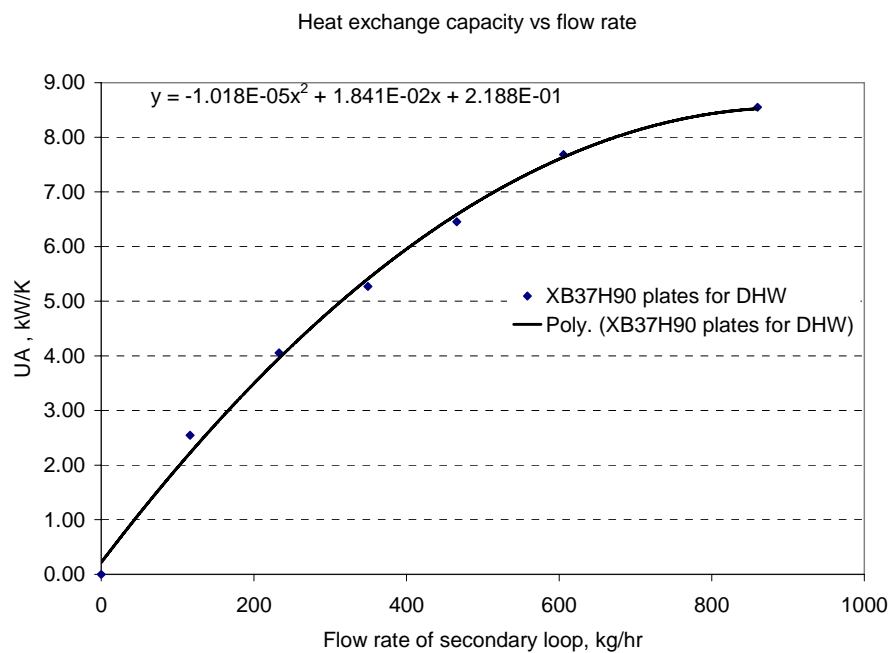


Fig. 12 Heat exchange capacity rate of the heat exchanger type XB37H 90 for DHW supply (HE1)

How thermal stratification of the tank is influenced by the type of heat exchanger is investigated.

The performance of heat exchangers type XB37H 60 and XB06H60 are then investigated.

The configuration of the heat exchanger type XB37H60 is:

Type: Danfoss XB37H-60 (60 plates, 1 path)

H=52.5 cm; W=12.5 cm; D=10.0 cm

The heat exchange capacity rate as a function of the mass flow rate of the secondary loop is shown in Fig. 13.

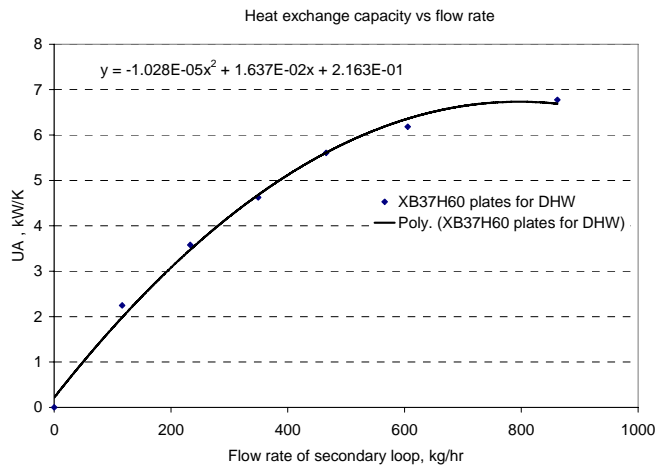


Fig. 13 Heat exchange capacity rate of the heat exchanger XB37H60 for DHW supply (HE1)
 The temperature calculated for a system with heat exchanger XB37H60 for hot water supply is given in Fig. 14. It can be seen that the use of XB37H60 as HE1 does not influence the calculated temperatures.

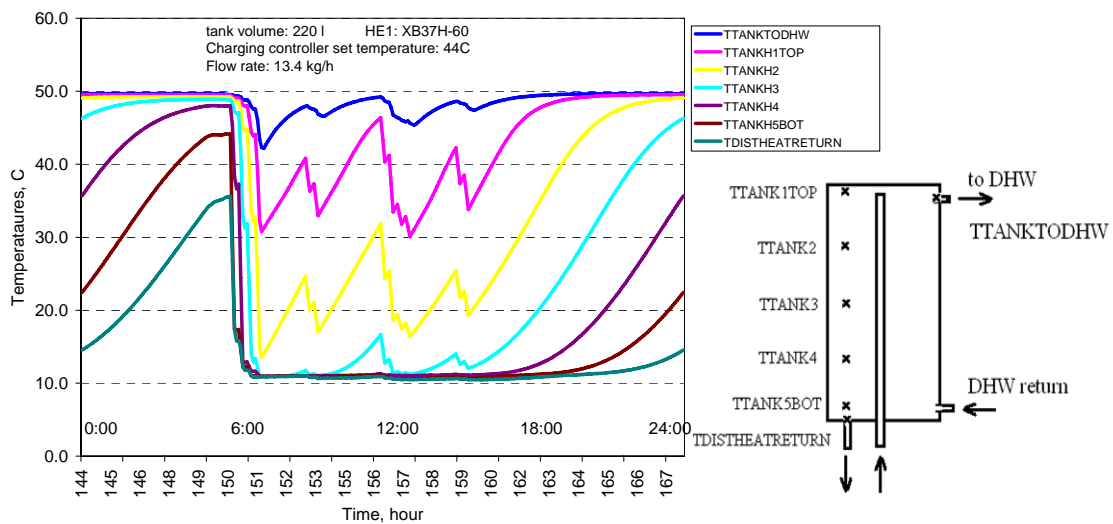


Fig. 14 Temperatures calculated for a daily hot water consumption of 368 l

The configuration of the heat exchanger type XB06H60 is:

Type: Danfoss XB06H-60 (60 plates, 1 path)

H=32 cm; W=10 cm; D=8.7 cm

The heat exchange capacity rate as a function of the mass flow rate of the secondary loop is shown in Fig. 15.

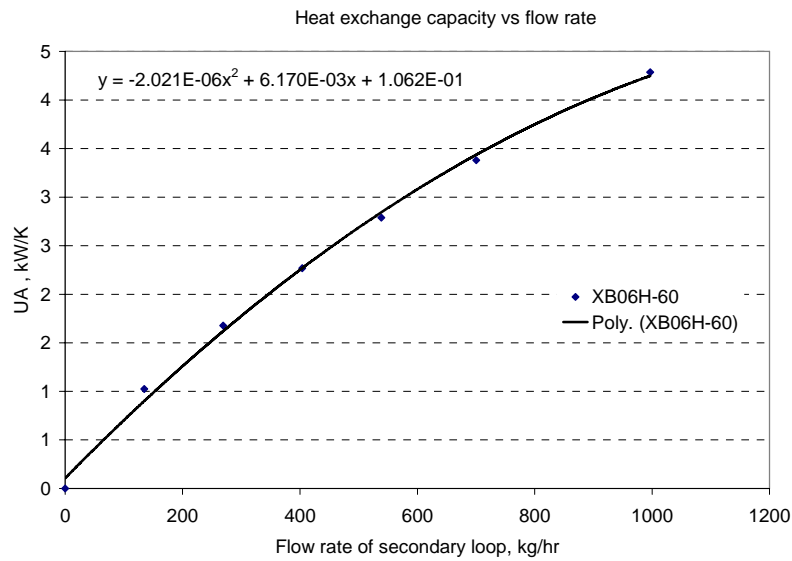


Fig. 15 Heat exchange capacity rate of the heat exchanger XB06H60 for DHW supply (HE1)

A full comparison of the results with heat exchanger XB37H 90, XB37H 60 and XB06H60 for the first week of the year is given in the following table. It can be seen that the systems with heat exchanger XB37H60 and with XB37H60 are able to cover the 12 h standard hot water demands, while the system with the heat exchanger XB06H60 is not sufficient to provide required standard hot water consumption profile. Therefore only XB37H60 will be used in later calculation.

Table 6 Comparison of different types of heat exchangers.

Heat exchanger		XB37H90	XB37H60	XB06H60
Reference time	-	First week of the year		
Hot water consumption	l	2576	2576	2576
Tank heat loss	kWh	1.9	1.9	1.6
Energy from district heating	kWh	297	297	288
Energy tapped for hot water consumption	kWh	89	89	83
Tank energy change	kWh	-2.7	-2.7	-3.7
Energy for space heating	kWh	208	208	208
Energy balance	kWh	0.3	0.3	0.2
Tap warnings	Min	0	0	62
Average return temperature of the system	°C	19.9	20.0	21.0
Average tank return temperature	°C	13.6	13.7	18.1
Total DH water volume through the tank	l	2141	2147	2273
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 20^{\circ}\text{C}$	l	278 (13%)	278 (13%)	188 (8%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 25^{\circ}\text{C}$	l	185 (9%)	185 (9%)	45 (2%)

6 Influence of tank charging mass flow rate

The minimum required tank volume is determined for different tank charging mass flow rates. A 12 h standard hot water consumption profile is used. The tank charging controller set temperature is 48°C. XB37H60 is used as the heat exchanger (HE1) for domestic hot water production. The required tank volumes are listed for different tank charging mass flow rates in the following table. It can be seen that if there is no heat storage tank the mass flow rate of district heating flow has to be approx. 760 kg/h in order to fulfill the demand of simultaneous draw-off of shower and kitchen wash. If a tank volume of 60 liter is used as the heat buffer for DHW supply, the required mass flow rate can be decreased to 120 kg/h. If a tank volume of 140 liter is used as heat storage, the required mass flow rate is decreased to approx. 58 kg/h. If a tank of 200 liter is used, the required mass flow rate can be decrease to 14 kg/h which is the flow rate when the charging of the tank is averaged out all over the day.

Table 7 A list of minimum tank volume for different tank charging flow rates.

Tank charging flow rate	Minimum tank volume	Tank heat loss	Average tank return temperature	Total Water volume through the tank	Water volume directed to the net with T > 20°C	Water volume directed to the net with T > 25°C
(kg/h)	(l)	kWh	°C	l	l	l
14	200	1.8	14.7	2205	347	267
20	193	3.1	18.8	2530	732	637
30	179	3.7	21.5	2788	1098	885
40	165	3.8	23.9	3048	1487	1180
50	152	3.7	23.8	3033	1508	1154
60	136	3.4	23.3	2966	1680	1015
70	123	3.1	24.2	3060	1860	1318
80	109	2.9	23.4	2961	1720	1220
90	93	2.6	23.2	2930	1635	1110
100	79	2.3	22.1	2805	1533	1083
120	60	2.0	22.3	2816	1510	1300
760*	0	-	16°C**	-	-	-

Note: The table is based on calculation of the first week of the year.

* the required mass flow rate of district heating flow is calculated for a return temperature of 16°C.

** The temperature is the average return temperature from the heat exchanger during tapping only.

It can be seen from Fig. 16 that the average return water temperature from the tank is the lowest, 14.7°C for a tank volume of 200 liters. With a decrease of tank volume of 70 liters, the return water temperature increases to 24.2°C. The return water temperature slightly decreases to 22.3°C if a tank of 60 liters is used as the heat buffer. The relatively high return temperature of the tank of 130 liters can be explained by the high return temperature of the tank during standby period. For a tank of 200 liters it takes approx. 13 hours to fully charge the tank, therefore there is almost no standby period. While for a tank of 130 liters, the required tank charging flow rate is higher and the tank volume is smaller, therefore it takes much less time (approx. 1 hour) to fully charge the

tank. Due to heat loss of the tank on standby, the tank will be charged from time to time to keep the tank warm which increases the average temperature of the return fluid to the district heating net. Since the standby time of the 60 l tank is insignificantly different with the 130 l tank and the surface area of the 60 l tank is significantly smaller than the surface area of the 130 l tank, the standby heat loss of a 60 l tank is smaller compared to that of a 130 l tank, therefore the average return temperature of the system with a 60 l tank is lower than that of the system with a 130 l tank.

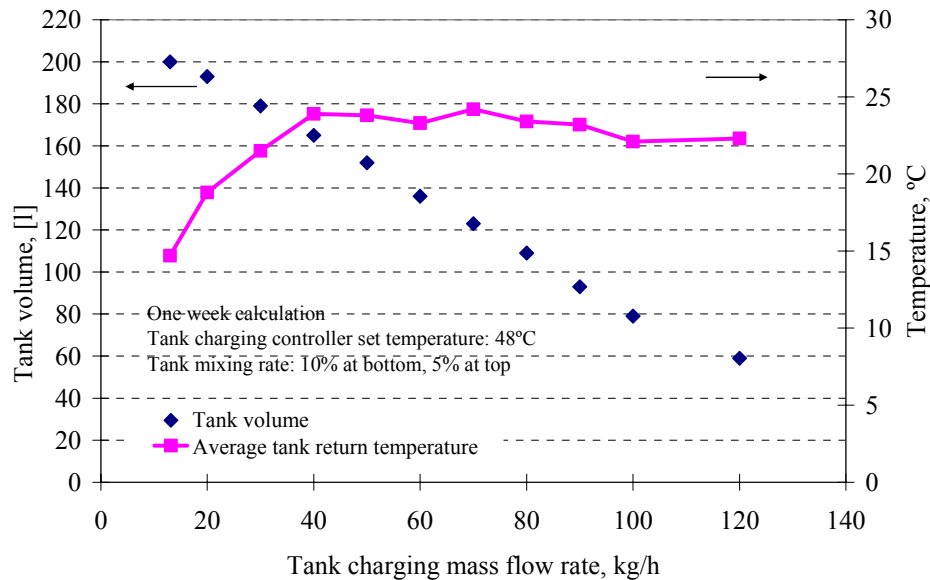


Fig. 16 Required tank volume and average tank return temperature as a function of tank charging mass flow rate.

7 Different scenarios

7.1 Domestic hot water consumption 368 l/day

7.1.1 No heat storage tank

If there is no storage of domestic hot water, the power of the heat exchanger should be able to provide simultaneous draw-off of shower (17.6 kW) and kitchen wash (12.6 kW), which is 30.2 kW in all. The supply fluid temperature of the district heating flow is 50°C. If the return fluid temperature from the heat exchanger can be as low as 16°C, the flow rate of the district heating flow to the house should be approx. 760 kg/h in order to provide sufficient power for shower and kitchen wash.

7.1.2 60 l Tank

If a tank of 60 l is used as the heat storage tank, the required mass flow rate of district heating flow is 120 kg/h. The result of the yearly calculation of the separate system and the combisystem is shown in the following table. The annual heat loss of the tank is 104 kWh. Since the tank is frequently charged, there is a large amount of return water from the tank with a temperature higher than 25°C. The average temperature of return water from the tank is 22.6°C over the year. The average return temperature to the district heating net is 22.4°C.

A combisystem is used to utilize the heat in the return water of the tank for space heating. It is

shown that approx. half of the return water with a temperature higher than 25°C can be used for floor heating which correspond to a yearly energy quantity transferred from the tank to the floor of 553 kWh. The average return temperature to the district heating net is decreased by 2.5K.

Table 8 Comparison of yearly calculation of a separate and combined system.

Variable	Unit	Separate	Combisystem
Reference time	-	yearly	
Tank charging flow rate	kg/h	120	120
Hot water consumption	l	134320	134320
Tank heat loss	kWh	104	104
Energy from district heating	kWh	7792	7797
Energy tapped for hot water consumption	kWh	4661	4661
Tank energy change	kWh	-0.07	-0.07
Energy for space heating	kWh	3026	3031*
Energy imbalance	kWh	0.25	0.24
Tap warnings	Min	0	0
Average return temperature of the system	°C	22.4	19.9
Average tank return temperature	°C	22.6	-
Total DH water volume through the tank	l	149062	149062
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 20^{\circ}\text{C}$	l	80270 (54%)	41340 (28%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 25^{\circ}\text{C}$	l	69320 (47%)	33780 (23%)
Energy transferred from the tank to the floor heating loop	kWh	-	553

Note: * the slightly higher than necessary energy for space heating is due to simplification of the model. The energy in the return water from the tank is sometimes higher than the space heating energy demand of the house, therefore the supply temperature to the floor is slightly higher than necessary, resulting in a surplus of energy for space heating.

7.1.3 140 l Tank

If a tank of 140 l is used as the heat storage tank, the required mass flow rate of district heating flow is 58 kg/h. The annual heat loss of the tank is 181 kWh. The average temperature of return water from the tank is 24.0°C over the year. The average return temperature to the district heating net is 23.3°C.

If a combisystem is used to utilize the heat in the return water of the tank for space heating, approx. half of the return water with a temperature higher than 25°C can be used for floor heating which correspond to a yearly saved energy of 660 kWh. The average return temperature to the district heating net is decreased by 2.7 K.

Table 9 Comparison of yearly calculation of a separate and combined system.

Variable	Unit	Separate	Combisystem
Reference time	-	yearly	
Tank charging flow rate	kg/h	58	58

Hot water consumption	l	134320	134320
Tank heat loss	kWh	181	181
Energy from district heating	kWh	7868	7874
Energy tapped for hot water consumption	kWh	4661	4661
Tank energy change	kWh	-0.25	-0.25
Energy for space heating	kWh	3026	3033*
Energy imbalance	kWh	0.18	0.17
Tap warnings	Min	0	0
Average return temperature of the system	°C	23.3	20.6
Average tank return temperature	°C	24.0	-
Total DH water volume through the tank	l	159626	159626
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 20^{\circ}\text{C}$	l	86362 (54%)	52572 (33%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 25^{\circ}\text{C}$	l	58150 (36%)	28613 (18%)
Energy transferred from the tank to the floor heating loop	kWh	-	660

Note: * the slightly higher than necessary energy for space heating is due to simplification of the model. The energy in the return water from the tank is sometimes higher than the space heating energy demand of the house, therefore the supply temperature to the floor is a slightly higher than necessary, resulting in a surplus of energy for space heating.

7.1.4 200 l Tank

If a tank of 200 l is used as the heat storage tank, the required mass flow rate of district heating flow is 14 kg/h. The annual heat loss of the tank is 93 kWh. The average temperature of return water from the tank is 15.1°C over the year. The average return temperature to the district heating net is 18.2°C.

If a combisystem is used to utilize the heat in the return water of the tank for space heating, approx. half of the return water with a temperature higher than 25°C can be used for floor heating which correspond to a yearly saved energy of 136 kWh. The average return temperature to the district heating net is decreased by 1.2 K.

Table 10 Comparison of yearly calculation of a separate and combined system.

Variable	Unit	Separate	Combisystem
Reference time	-	yearly	
Tank charging flow rate	kg/h	14	14
Hot water consumption	l	134320	134320
Tank heat loss	kWh	93	93
Energy from district heating	kWh	7779	7779
Energy tapped for hot water consumption	kWh	4662	4662
Tank energy change	kWh	-2.4	-2.4
Energy for space heating	kWh	3026	3026

Energy imbalance	kWh	0.29	0.13
Tap warnings	Min	0	0
Average return temperature of the system	°C	18.2	17.0
Average tank return temperature	°C	15.1	-
Total DH water volume through the tank	l	116783	116783
Water volume from the tank directed to the net with temperature T > 20°C	l	21134 (18%)	10799 (9%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature T > 25°C	l	16258 (14%)	7033 (6%)
Energy transferred from the tank to the floor heating loop	kWh	-	136

Table 11 Summary of a separate system with different tank sizes for a hot water consumption of 384 l/day.

Tank size	liter	60	140	200
Reference time	-	yearly		
Tank charging flow rate	kg/h	120	58	14
Hot water consumption	l	134320	134320	134320
Tank heat loss	kWh	104	181	93
Energy from district heating	kWh	7792	7868	7779
Energy tapped for hot water consumption	kWh	4661	4661	4662
Energy for space heating	kWh	3026	3026	3026
Average return temperature of the system	°C	22.4	23.3	18.2
Average tank return temperature	°C	22.6	24.0	15.1
Total DHwater volume through the tank	l	149062	159626	116783
Water volume from the tank directed to the net with temperature T > 20°C	l	80270 (54%)	86362 (54%)	21134 (18%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature T > 25°C	l	69320 (47%)	58150 (36%)	16258 (14%)

Table 12 Summary of a combisystem with different tank sizes for a hot water consumption of 384 l/day.

Tank size	liter	60	140	200
Reference time	-	yearly		
Tank charging flow rate	kg/h	120	58	14
Hot water consumption	l	134320	134320	134320
Tank heat loss	kWh	104	181	93
Energy from district heating	kWh	7797	7874	7779
Energy tapped for hot water consumption	kWh	4661	4661	4662
Energy for space heating	kWh	3031*	3033*	3026
Average return temperature of the system	°C	19.9	20.6	17.0
Total DHwater volume through the tank	l	149062	159626	116783

Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 20^{\circ}\text{C}$	l	41340 (28%)	52572 (33%)	10799 (9%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 25^{\circ}\text{C}$	l	33780 (23%)	28613 (18%)	7033 (6%)
Energy transferred from the tank to the floor heating loop	kWh	553	660	136

7.2 Domestic hot water consumption 184 l/day

The influence of decreased hot water consumption on the system performance is investigated. By default the daily hot water consumption is 364 l/day. In the following calculations the daily hot water consumption and the tank charging flow rate are reduced by half. The yearly calculations of a separate system and a combisystem system are listed in table 13 and 14 respectively. From table 13 and table 8, 9 and 10, it can be seen that with a reduced hot water consumption the average tank return temperature increases 5.5 K, 7.1 K and 1.0K for the 60 l, 140 l and 200 l respectively.

Table 13 Results of a yearly calculation of a separate system with a hot water consumption of 184 l/day.

Tank size	liter	60	140	200
Reference time	-	yearly		
Tank charging flow rate	kg/h	60	29	6.7
Hot water consumption	l	67160	67160	67160
Tank heat loss	kWh	104	188	121
Energy from district heating	kWh	5461	5545	5475
Energy tapped for hot water consumption	kWh	2331	2331	2331
Tank energy change	kWh	-0.1	-0.24	-2.92
Energy for space heating	kWh	3026	3026	3026
Energy imbalance	kWh	0.28	0.25	0.26
Tap warnings	Min	0	0	0
Average return temperature of the system	$^{\circ}\text{C}$	25.7	27.0	18.9
Average tank return temperature	$^{\circ}\text{C}$	29.1	31.1	14.1
Total DH water volume through the tank	l	99863	114240	58544
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 20^{\circ}\text{C}$	l	71145 (71%)	86386 (76%)	8382 (14%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 25^{\circ}\text{C}$	l	63850 (64%)	70503 (62%)	1480 (3%)

The combisystem can utilize the energy in the return flow from tank for floor heating and therefore decrease the average return temperature to the district heating net. For a system with 60 l tank, the average return temperature to the net is decreased by 3.2 K by the use of combisystem. The temperature decrease for the system with 140 l and 200 l tank is 3.5 K and 0.7 K respectively. It can be seen that there is not much decrease of the average return temperature of the system with 200 l tank due to the fact that the return temperature from the tank, 18.9°C is already quite low.

Table 14 Results of a yearly calculation of a combisystem with a hot water consumption of 184 l/day.

Tank size	liter	60	140	200
Reference time	-	yearly		
Tank charging flow rate	kg/h	60	29	6.7
Hot water consumption	l	67160	67160	67160
Tank heat loss	kWh	104	188	121
Energy from district heating	kWh	5468	5549	5475
Energy tapped for hot water consumption	kWh	2331	2331	2331
Tank energy change	kWh	-0.1	-0.24	-2.92
Energy for space heating	kWh	3033	3030	3026
Energy imbalance	kWh	0.26	0.2	0.2
Tap warnings	Min	0	0	0
Average return temperature of the system	°C	22.5	23.5	18.2
Average tank return temperature	°C	-	-	-
Total DHwater volume through the tank	l	99863	114240	58544
Water volume from the tank directed to the net with temperature T > 20°C	l	37500 (38%)	44996 (39%)	5768 (10%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature T > 25°C	l	31420 (31%)	35363 (31%)	608 (1%)
Energy transferred from the tank to the floor heating loop	kWh	647	811	10

7.3 Calculation of the combisystem with consideration of bathroom comfort

In the calculation the energy needed for bathroom comfort is assumed to be 2 kWh/day. The energy for bathroom comfort is only considered when the energy demand for space heating is less than 2 kWh/day, for example in summer.

7.3.1 A 12 h standard hot water consumption (368 l/day)

Yearly calculation of the combisystems

Tank volume	l	200	100
Reference time	-	yearly	
Tank charging flow rate	kg/h	14	87
Hot water consumption	l	134320	134320
Tank heat loss	kWh	93	143
Energy from district heating	kWh	8111	8197
Energy tapped for hot water consumption	kWh	4662	4661
Energy for space heating	kWh	3359	3392
Average return temperature of the system	°C	16.7	19.2
Total DH water volume through the tank	l	116850	158000
Water volume from the tank directed to the net with temperature T > 20°C	l	2611 (2%)	27702 (18%)

Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 25^{\circ}\text{C}$	l	8 (0%)	15188 (10%)
Energy transferred from the tank to the floor heating loop	kWh	242	1016

7.3.2 A reduced hot water consumption (184 l/day)

Yearly calculation of the combisystems with reduced hot water consumption

Tank volume	l	200	100
Reference time	-	yearly	
Tank charging flow rate	kg/h	14	87
Hot water consumption	l	67160	67160
Tank heat loss	kWh	231	151
Energy from district heating	kWh	5925	5858
Energy tapped for hot water consumption	kWh	2331	2331
Energy for space heating	kWh	3364	3375
Average return temperature of the system	$^{\circ}\text{C}$	21	23.0
Total DHwater volume through the tank	l	106080	120870
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 20^{\circ}\text{C}$	l	21435 (20%)	37221 (31%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 25^{\circ}\text{C}$	l	13006 (12%)	28442 (24%)
Energy transferred from the tank to the floor heating loop	kWh	1019	1185

7.3.3 Yearly calculation of the combisystems with reduced hot water consumption and adjusted tank changing flow rate

Tank volume	l	200	100
Reference time	-	yearly	
Tank charging flow rate	kg/h	6.7	43.5
Hot water consumption	l	67160	67160
Tank heat loss	kWh	121	147
Energy from district heating	kWh	5465	5855
Energy tapped for hot water consumption	kWh	2331	2331
Energy for space heating	kWh	3017	3378
Average return temperature of the system	$^{\circ}\text{C}$	18.1	21.7
Total DHwater volume through the tank	l	58478	104062
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 20^{\circ}\text{C}$	l	3461 (6%)	28108 (27%)
Water volume from the tank directed to the net with temperature $T > 25^{\circ}\text{C}$	l	10 (0%)	24389 (23%)
Energy transferred from the tank to the floor heating loop	kWh	18	1129

8 Experiments

Experiments with a 200 l tank were carried out in order to validate the Trnsys models. The comparison of the temperatures during charging and discharging of the tank are shown in Fig. 17-20. It can be seen from Fig. 17 that the calculation agrees with the measurement with an underestimated degree of thermal stratification. The reason for the disagreement is that it is not possible to totally avoid numerical diffusion due to the limitation on the node number. Another reason of the disagreement is natural convection in the tank caused by heat loss from the wall. The water close to the tank wall will be cooled down creating a downward flow along the wall to the bottom of the tank. The warm water in inner part of the tank rises up, therefore improving thermal stratification in the tank. The flow due to natural convection is not considered in the model. The calculated energy content of the tank is similar to the measured value. It can be concluded that the Trnsys type is able to calculate thermal stratification in the tank although the degree of stratification is a bit underestimated. This is to be considered on the safe side.

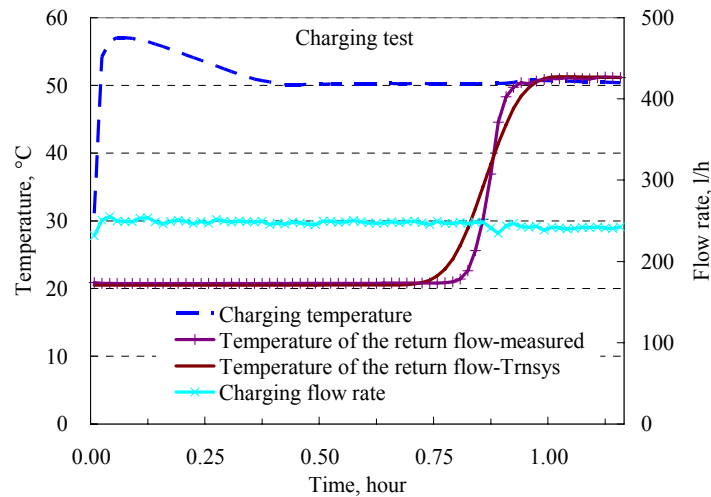


Fig. 17 Supply and return temperature of the charging flow in the charging test.

Fig. 18 shows temperatures at different levels of the tank. The temperature from calculation is the average water temperature of the layer. The measured temperature is the surface temperature of the tank. The distance between the sensors is 0.2 m. It can be seen that the calculation agrees well with the measurement.

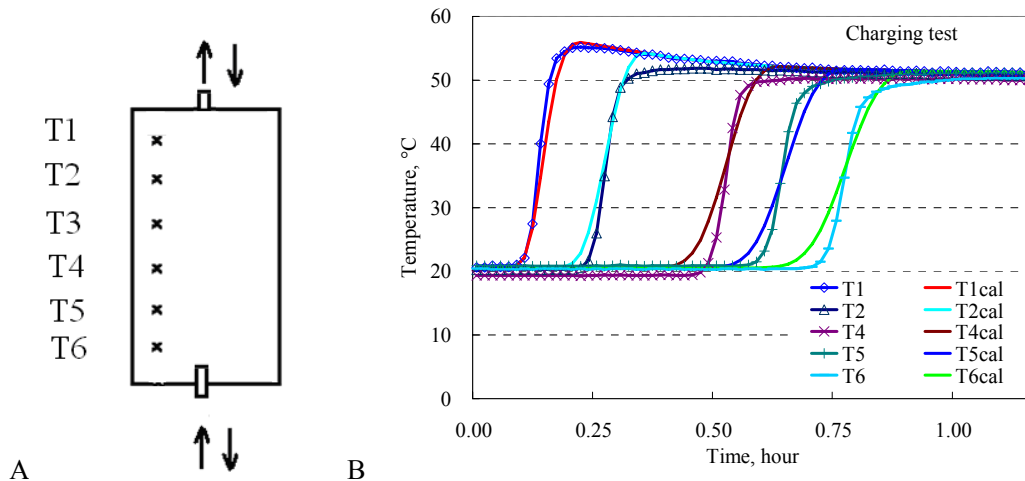


Fig. 18 (A) Positions of the temperature sensors; (B) Calculated fluid temperature and measured tank surface temperature in different levels of the tank in the charging test.

The discharging test is carried out with a uniform temperature of 50°C as a start. The domestic hot water is provided by heating cold water from 10 °C to 40°C by the district heating fluid from the tank through a heat exchanger. A hot water of 38 l is tapped in one draw-off. When the tank is discharged, the cold water enters the bottom of the tank and the hot water leaves the tank from the top. The inputs to the model are the temperature of the flow from the heat exchanger and the volume flow rate. When there is no hot water draw-off, the tank is charged with a constant flow rate of 15 l/h. The temperature of the charging flow is 50-51°C. The inputs to the model are the temperature of the charging flow and the flow rate of the charging flow. The tank can either be charged or discharged. Fig. 19 shows flow rate during discharging by curve with + and flow rate during charging by curve with x. When the tank is discharged, the cold water inlet temperature at the tank bottom is given as input. The hot water supply at the tank top is validated against measurement. The calculated temperature is 0-1 K lower than the measurement for the first five and the 7th draw-offs. For the 6th and the 8th draw-off, the temperature is underestimated by 0-2.4 K. When the tank is charged, the temperature at the top of the tank is used as input. The calculated temperature at the bottom of the tank is compared to the measurement. It is shown that the difference between the calculation and the measurement is within 2.5 K.

Fig. 20 shows temperatures at different levels of the tank. The temperature from calculation is the average water temperature in the layer. The measured temperature is the surface temperature of the tank. The positions of the sensors are shown in Fig. 18 (A). It can be seen that the calculation is able to predict the temperatures in different tank levels with satisfactory accuracy.

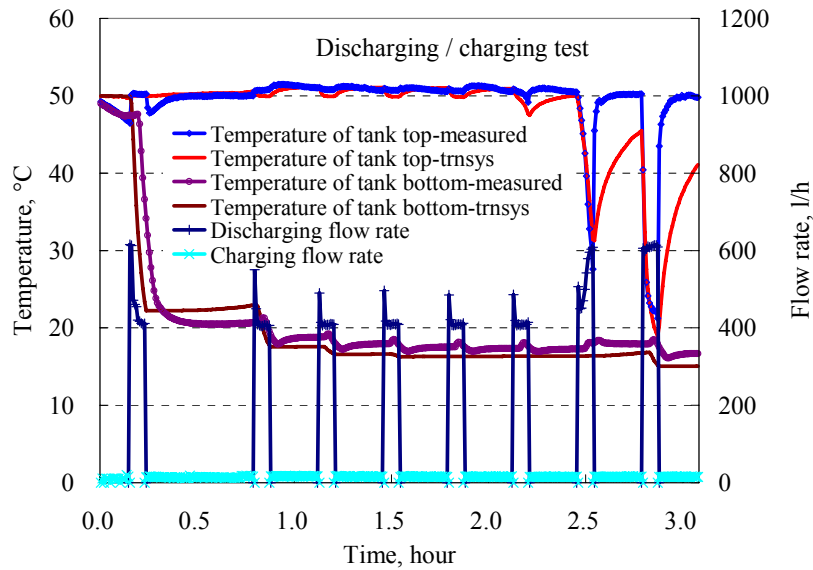


Fig. 19 Temperatures and flow rates during discharging/charging test.

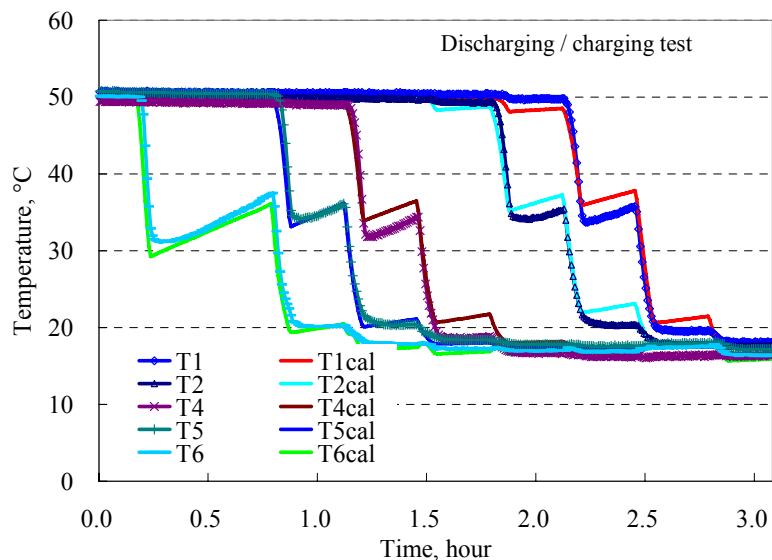


Fig. 20 Calculated fluid temperatures and measured tank surface temperatures in different levels of the tank in the discharging/charging test.

9 Conclusion

1. Calculations show that if there is no heat storage tank the mass flow rate of the district heating flow to the house should be approx. 760 kg/h in order to fulfill the required hot water draw-off profile. For a system with a heat storage tank of 60 l, the mass flow rate can be decreased to 120 kg/h. For a system with a tank of 140 l, the mass flow rate can be decreased to 58 kg/h. For a tank volume of 200 l, a mass flow rate of the district heating flow of 14 kg/h is necessary. The average return temperature from the system is 22.4°C, 23.3°C and 18.2°C for the system with a tank volume of 60 l, 140 l and 200 l respectively.

Table 15 Summary of the yearly calculation with a hot water consumption of 368 l/day.

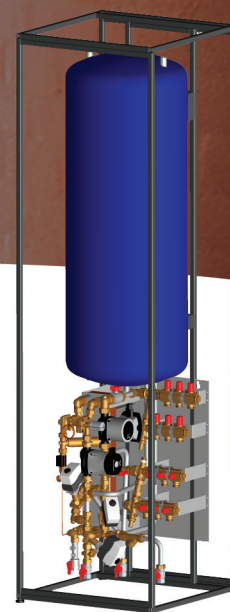
Tank size		liter	0	60	140	200
Required mass flow rate of the district heating flow		kg/h	760	120	58	14
Tank heat loss		kWh/year	-	104	181	93
Separate system	Average return temperature of the separate system	°C	-	22.4	23.3	18.2
Combined system	Energy transferred from the tank to the floor heating loop	kWh/year	-	553	660	136
	Average return temperature of the combined system	°C	-	19.9	20.6	17.0

- The combisystem can utilize the energy in the return water from the tank therefore decreases the average return temperature of the system to the district heating net can be decreased. The annual energy transferred from the tank to the floor is 553, 660 and 136 kWh for a system with 60 l, 140 l and 200 l tank respectively. The average return temperature of the system is decreased by 2.5, 2.7 and 1.2 K for the combisystem with a tank volume of 60 l, 140 l and 200 l respectively.
- The daily hot water consumption has a significant influence on the performance of the DHW system. With a reduced hot water consumption of 184 l/day, the average return temperature from the tank will be increased significantly, for instance 16 K for a tank volume of 200 l. With a reduced hot water consumption of 184 l/day and a reduced tank charging flow rate, the average return temperature from the tank will increase 1.0 to 7.1 K for different tank sizes. In order to decrease the return temperature from the tank, the tank charging system shall be smart controlled so that the tank charging flow rate or the control mode can be adjusted with respect to actual daily hot water consumption. An alternative is to combine the tank with the floor heating system so that the energy in the return water from the tank can be utilized for floor heating.
- The influence of tank material on tank thermal stratification has been investigated. It is shown that a tank with SS316L as construction material will have a slightly better thermal stratification and thus a slightly lower average return temperature than a tank with FE360 as construction material, for instance 0.6 K for a tank volume of 200 l. However the cost of SS316L is higher than the cost of FE360. The optimum solution is to use FE360 as tank construction material.
- The influence of the size of the heat exchanger on thermal performance of the tank is investigated. Three types of heat exchanger are investigated: XB37H60, XB37H90 and XB06H60. It is shown that the system with heat exchanger XB37H60 and XB37H90 can fulfill the DHW demand while the system with heat exchanger XB06H60 can not, therefore XBH37H60 is used as the heat exchanger.
- The heat loss of the tank is determined by the average tank temperature over the year and the surface area of the tank. The average tank temperature over the year is greatly influence by the standby operation time of the tank. The longer the standby operation time, the higher the average tank temperature over the year. The annual heat loss of the tank is 104 kWh, 181 kWh and 93 kWh for the tank volume of 60 l, 140 l and 200 l respectively. Since it takes much less time for the 60 l and 140 l tanks to be fully charged, the standby time of the two tanks are much longer than that of the 200 l tank which results in higher average tank temperature, therefore the heat loss of the 60 l tank and the 140 l tank is larger than the heat loss of the 200 l tank. The heat loss of the 140 l tank is the higher than the heat loss of the 60 l tank due to its larger tank surface area.

7. The TRNSYS calculated fluid temperatures in the tank are compared to the measured temperatures at the surface of the tank. The comparison between the calculations and the experiments shows that the calculations agree with the measurements with an underestimated degree of thermal stratification. The reason for the disagreement could be due to the fact that it is not possible to totally avoid numerical diffusion due to the limitation on the node number. Another reason could be the influence on thermal stratification by the natural convection in the tank caused by heat loss from the wall. The natural convection helps to build up thermal stratification in the tank, which is not considered in the TRNSYS tank model.

It must be mentioned that the calculated heat losses will be lower than the tank heat losses in practice. Especially pipe connections in the upper part of the tank will strongly increase the tank heat loss.

Appendiks 5: Datablad for prototypefjernvarmebeholderunitten Danfoss Comfort LGS/LGM



Comfort LGS/LGM

Primær beholderanlæg til villaer der forsynes med direkte lavtemperatur fjernvarme

Comfort serien til lavtemperatur fjernvarme fremstilles i to varianter LGS og LGM, med henholdsvis 120 eller 175 liters primær beholder.

Anvendelsesområde

Comfort LGS/LGM er komplette units for varme og varmt brugsvand til direkte anlæg i villaer tilsluttet lavtemperatur fjernvarme med fremløbstemperaturer ned til 50 °C.

Comfort LGS/LGM leveres som standard med blandesløjfe, og Comfort LGM leveres desuden som standard med gulvarmemanifold.

Comfort LGS/LGM er baseret på enten en 120 eller en 175 liters primær beholder. Beholderanlæggene er højisoleret, således at de tilgodeser varmetabskravene for lavenergibebyggelse.

Princip

Beholderanlæggene er baseret på en primær beholder, hvori man akkumulerer fjernvarmevand. Varmtvandsforsyningen sker ved hjælp af en tryk- og termostatstyret gennemstrømningsvandvarmer, der er tilsluttet primær beholderen. Ved varmtvandtapping pumpes beholder vand ind i veksleren, således at belastningen af fjernvarmnettet holdes på et lavt niveau.

Når der ikke tappes varmt vand, kan retur vandet fra beholderen anvendes som supplement til gulvvarmekredsen. Når

returvandet fra beholderen ledes gennem gulvvarmekredsen optimeres afkølingen. Comfort LGS/LGM er forsynet med automatik, der styrer beholdertemperaturen, samt fremløbstemperaturen til varmekredsen efter udetemperaturen.

Bestykning

Comfort LGS/LGM leveres med primær beholder, gennemstrømningsvandvarmer, Danfoss ECL110, tre aktuatorer, blandesløjfe for varmekredsen, boosterpumpe, flowswitch og AVE trykudligner. Derudover indgår afspærringsventiler, kontra- og sikkerhedsventiler, termometre og snavssamlere. For LGM versionen er der mulighed for op til 6 gulvvarmekredse. Comfort leveres med funktionel kappe i nyt helisoleret design.

Design

Comfort LGS/LGM er gulvstillede modulopbyggede units. Målene overholder standard modulmål for indbygningskabe. Teknikdelen er placeret under beholderen.

Kappen består af to sidepaneler samt en aftagelig frontplade, således at der er let adgang til hele systemet. Kappen er hel-

isoleret med 60 mm isoleringstykkelse.

Service- og montagevenlig

En hensigtsmæssig rørføring og konsekvent samling med omløbere gør det nemt at servicere og montere unitten.

Aflæsning og indregulering

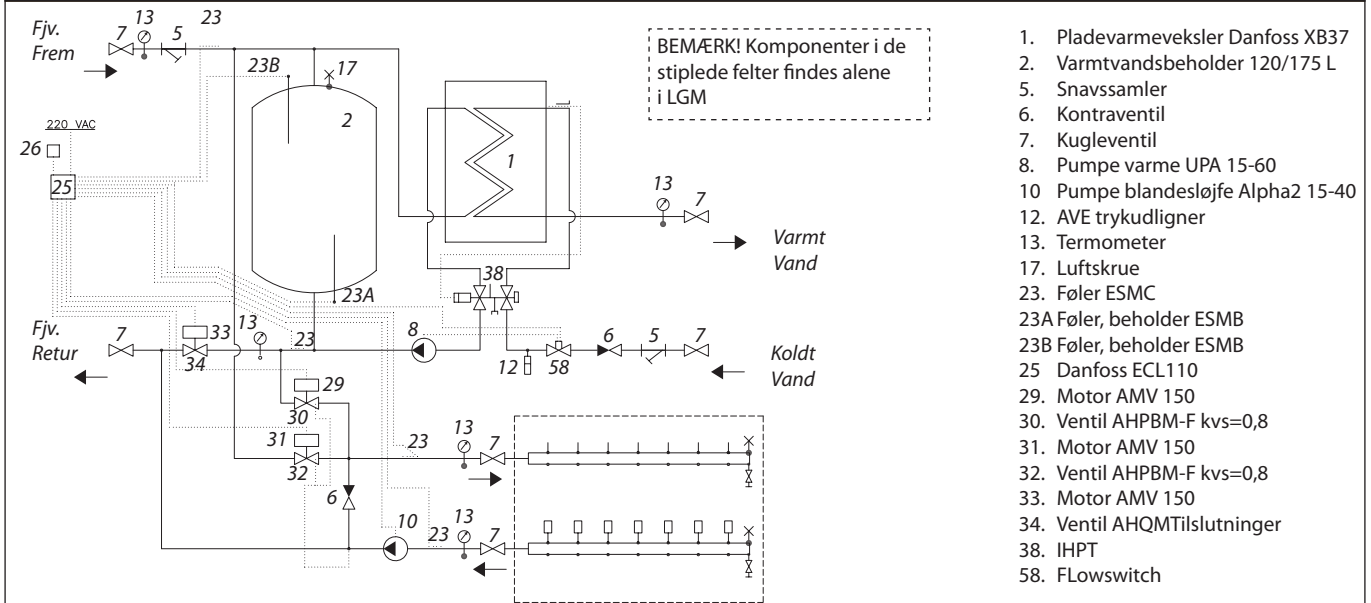
Termometre er placeret så de let kan aflæses. Brugsvandsregulatoren til indregulering af det varme vand er placeret hensigtsmæssigt, således at regulering uhindret kan foretages.

FORDELE

- Komplet installation for varme og varmt brugsvand til direkte anlæg i villaer tilsluttet lavtemperatur fjernvarme
- God afkøling
- Følger modulmål
- Højisoleret beholderanlæg, minimalt varmetab
- Udviklet specielt til lavenergibebyggelse pga. lavt varmetab
- God driftsøkonomi
- Masser af varmt vand

Comfort LGS/LGM

Diagram – Eksempel



Konstruktionsdata:

Tryktrin: Tn 10
Max. fremløbtemp.: 60 °C

Vægt:

LGS120 100 kg
LGS175: 115 kg
LGM120: 105 kg
LGM175: 120 kg

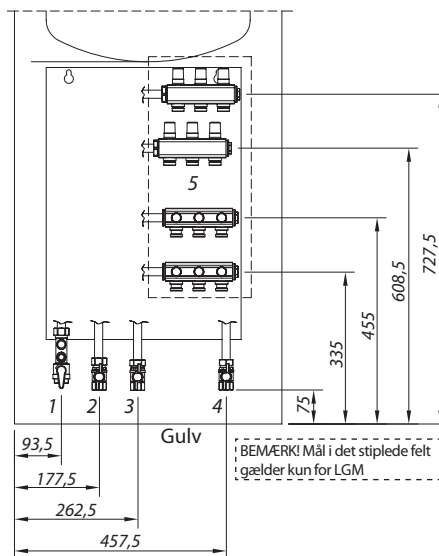
Farve (kappe): Hvid RAL 9010

Mål (mm):

LGS 120: H 1750 x B 570 x D 570
LGS 175: H 2100 x B 570 x D 570
LGM 120: H 1750 x B 570 x D 570
LGM 175: H 2100 x B 570 x D 570

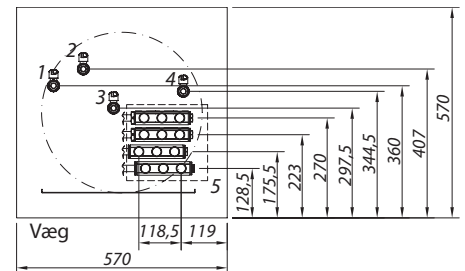
El-tilslutning: 230 V AC

Tilslutningsdim.: 3/4"



Tilslutninger:

1 Fjv. frem 4 Koldt vand
2 Fjv. retur 5 Gulvvarme
3 Varmt vand



Varmt vand: Ydelseseksempler ved 10°C/42 °C

Beholder liter (l)	Primær frem °C	Primær retur ved tapning °C	Primær retur ved ladning °C	Varmt vand ydelse kW	Tape-temp. °C
120	50	16	22	Iht. DS439* 368 l/dag Maks. effekt 32 kW	42
175	50	16	24	Iht. DS439* 368 l/dag Maks. effekt 32 kW	42

Varmer: Ydelseseksempler

Beholder liter (l)	Varmer-tab (W)	Primær flow for tankladning l/h	Primær flow for varmekreds ΔT prim=25° C, Varmer effekt 3 kW l/h
120	100	75	100
175	120	40	100

*) Bemærk at varmtvandstemperaturen er sænket til 42 °C. Her foreskriver DS439 45 °C ved maks. effekt.

Danfoss Redan A/S · District Heating · Omega 7, Søften · DK-8382 Risskov
Tel.: +45 87 43 89 43 · Fax: +45 87 43 89 44 · redan@danfoss.com · www.redan.danfoss.dk

Danfoss påtager sig intet ansvar for mulige fejl i kataloger, brochurer og andet trykt materiale. Danfoss forbeholder sig ret til uden forudgående varsel at foretage ændringer i sine produkter, herunder i produkter, som allerede er i ordre, såfremt dette kan ske uden at ændre allerede aftalte specifikationer. Alle varemærker i dette materiale tilhører de respektive virksomheder. Danfoss og Danfoss-logoet er varemærker tilhørende Danfoss A/S. Alle rettigheder forbeholdes.

Appendiks 6: Målinger af varmetab og bestemmelse af varmeledningstal for LOGSTOR prototypefjernvarmerør i twinudførelse 14/14/110 mm

Målinger af varmetab og bestemmelse af varmeledningstal for prototypefjernvarmerør i twinudførelse 14/14/110 mm

December 2008

Udført for:

Energistyrelsen

EFP 2007-projektet: *Udvikling og demonstration af lavtemperaturfjernvarme til lavenergibyggeri*

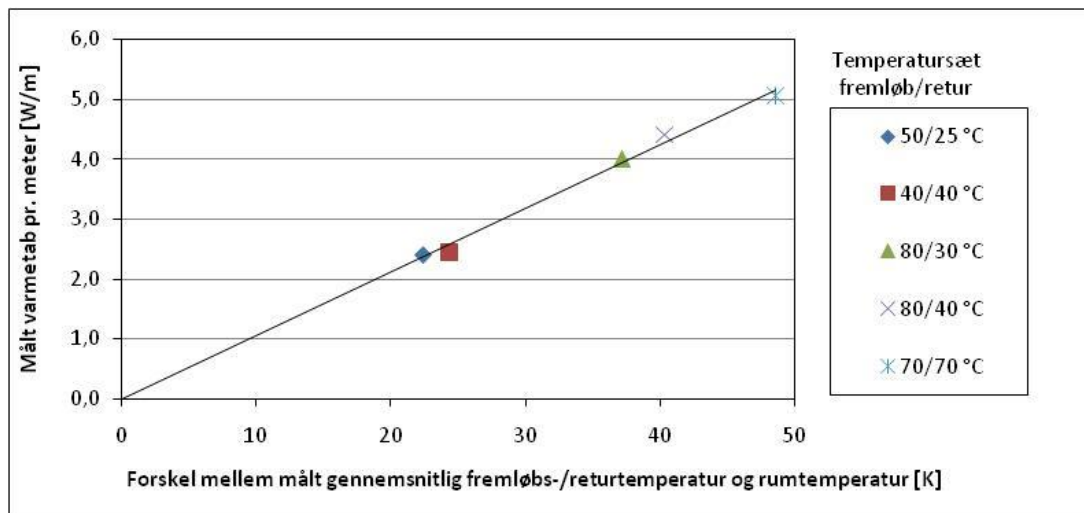
**Niels Winther
Christian Drivsholm
Christian Holm Christiansen**

**Teknologisk Institut
Energi og Klima**

Sammenfatning

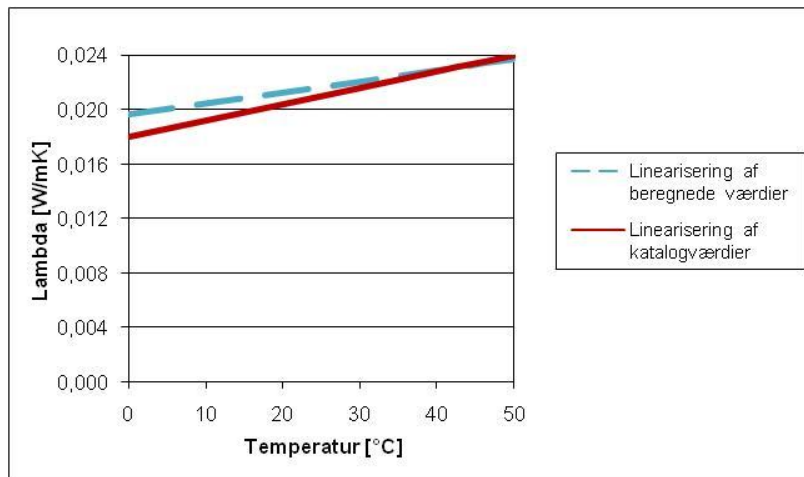
Denne målerapport beskriver resultatet af forskellige målinger og analyser af et præ-isoleret fleksibelt twinrør til fjernvarme i dimensionerne (fremløb-/retur-/kappediameter) 14/14/110 mm, som er fremstillet af LOGSTOR i forbindelse med EFP 2007-projektet *Udvikling og demonstration af lavenergifjernvarme til lavenergi-byggeri*. Målingerne er udført af Niels Winther på Teknologisk Instituts testrig til præ-isolerede rør, der måler varmetabet i forhold til rumtemperaturen for en given medietemperatur. Analyserne er foretaget af Christian Drivsholm med COMSOL Multiphysics.

I figur 1 ses resultatet af varmetabsmålingerne. Der er en fin lineær sammenhæng mellem varmetabet og temperaturforskellen beregnet som gennemsnittet af fremløbs- og returtemperaturen minus rumtemperaturen.



Figur 1 Varmetab pr. meter målt for forskellige temperatursæt af fremløbs- og returtemperaturer.

På baggrund af varmetabsmålingerne er varmeledningsevnen, λ ("lambda"), beregnet for PUR-isoleringen i det pågældende twinrør. Modsat enkeltrør er det ikke muligt at beregne λ analytisk for twinrør. Derfor er der opbygget en model af røret i Finite Element programmet COMSOL Multiphysics. Ud fra randbetingelser givet ved testkonditionerne er λ ændret indtil at det beregnede og målte varmetab stemmer overens. Fremgangsmåden er gentaget for forskellige medietemperaturer og der er opstillet et lineært udtryk for λ som funktion af rørtemperaturen. Udtrykket er vist i figur 2, hvor det sammenlignes med lineariserede katalogdata for PUR-skum leveret af LOGSTOR. Der er god overensstemmelse mellem de 2 udtryk i temperaturområdet fra 30-50°C, som er det område, hvor der er foretaget målinger af twinrøret og det fremgår at varmeledningstallet, λ , ligger mellem 0,022 og 0,024 W/(mK). Det stemmer fint overens med antagelserne i projektets beregninger af ledningsnet, hvor der anvendes et konstant varmeledningstal på 0,023 W/(mK) for de flexible rør.



Figur 2 Varmeledningstallet lambda, som funktion af temperaturen

Prøveemne

I projektet er fremstillet et prototypørør i twinudførelse i dimensionerne (fremløb-/retur-/kappediameter) 14/14/110 mm. Medierørerne er i alupex med en indvendig diameter på 10 mm og en centerafstand mellem rørene på 25 mm. LOGSTOR har i projektet produceret i alt ca. 800 meter rør i en kontinuert proces, hvoraf ca. 25 meter er udtaget til test for dokumentation af varmeledningsevne og varmetab.



Figur 3 Tværsnit af det fremstillede prototypørør 14/14/110 mm

Testrig

Røret er testet på Teknologisk Instituts testrig til præisolerede rør. I testriggen måles varmetabet fra røret ved at måle temperaturforskellen ved ind og udløb samt flowet. For twinrør er det muligt at måle på begge medierør samtidigt og tilføre vand ved 2 forskellige temperaturer fra 2 termostatstyrede beholdere.



Figur 4 Beholdere i testrig

Figur 5 Prøveemne monteret i testrig

Prøveemnet monteres i standen og rum- og overfladetemperaturer placeres i nærmere specificerede punkter. Vand tilføres i modstrøm i de 2 medierør.

Måleprogram

Der er foretaget målinger i forbindelse med dokumentationen af prøveemnet med følgende prædefinerede specifikationer:

Testnummer	Fremløbstemperatur	Returløbstemperatur	Rumtemperatur
1	40	40	20
2a	65	65	20
2b	70	70	20
2c	75	75	20
3	80	40	20
4	80	30	20
5	50	25	15

Måleprogrammet er udført med udgangspunkt i standarderne DS EN 253:2003, DS EN ISO 8497 og prEN 15632-1, som gælder for enkeltrør. Der er ikke gældende standarder for twinrør endnu.

Måleresultater

På figurerne 6-12 ses resultaterne af målingerne. Middel vandtemperaturer i de 2 medierør, middel rumtemperatur og middel effekttab pr. meter er markeret med en ramme.

	42	42
Middel fremløbstemperatur	42,374 °C	42,359 °C
Middel returtemperatur	41,586 °C	41,584 °C
Afkøling	0,789 °C	0,775 °C
Middel vandtemperatur	41,980 °C	41,972 °C
Middel densitet	992,024 kg/m ³	992,028 kg/m ³
Middel varmekapacitet	4177,38 J/(kg·K)	4177,38 J/(kg·K)
Volumenflow	33,098 l/hr	33,098 l/hr
Masseflow	32,834 kg/hr	32,834 kg/hr
Middel effekttab	30,042 W	29,531 W
Middel vandtemperatur	41,976 °C	
Middel effekttab	59,574 W	2,442 W/m
Rørlængde	24,4 m	
Overflade 1:	17,903 °C	
Overflade 2:	18,339 °C	
Overflade 3:	18,528 °C	
Overflade 4:	18,106 °C	
Middel overfladetemperatur:	18,219 °C	
Middel rumtemperatur:	17,604 °C	
U-værdi	0,1002 W/(m·K)	

Figur 6 Resultater af test nummer 1

	62	62
Middel fremløbstemperatur	61,744 °C	61,731 °C
Middel returtemperatur	59,390 °C	59,464 °C
Afkøling	2,354 °C	2,267 °C
Middel vandtemperatur	60,567 °C	60,598 °C
Middel densitet	982,791 kg/m ³	982,775 kg/m ³
Middel varmekapacitet	4184,48 J/(kg·K)	4184,49 J/(kg·K)
Volumenflow	20,552 l/hr	20,552 l/hr
Masseflow	20,198 kg/hr	20,198 kg/hr
Middel effekttab	55,269 W	53,231 W
Middel vandtemperatur	60,582 °C	
Middel effekttab	108,499 W	4,447 W/m
Rørlængde	24,4 m	
Overflade 1:	18,357 °C	
Overflade 2:	18,787 °C	
Overflade 3:	19,572 °C	
Overflade 4:	18,545 °C	
Middel overfladetemperatur:	18,815 °C	
Middel rumtemperatur:	18,146 °C	
U-værdi	0,1048 W/(m·K)	

Figur 7 Resultater af test nummer 2a

	67	67
Middel fremløbstemperatur	67,545 °C	67,554 °C
Middel returtemperatur	64,854 °C	64,967 °C
Afkøling	2,691 °C	2,586 °C
Middel vandtemperatur	66,200 °C	66,260 °C
Middel densitet	979,806 kg/m ³	979,773 kg/m ³
Middel varmekapacitet	4187,50 J/(kg·K)	4187,54 J/(kg·K)
Volumenflow	20,507 l/hr	20,507 l/hr
Masseflow	20,093 kg/hr	20,093 kg/hr
Middel effekttab	62,896 W	60,444 W
Middel vandtemperatur	66,230 °C	
Middel effekttab	123,341 W	5,055 W/m
Rørlængde	24,4 m	
Overflade 1:	18,637 °C	
Overflade 2:	19,304 °C	
Overflade 3:	19,986 °C	
Overflade 4:	18,966 °C	
Middel overfladetemperatur:	19,223 °C	
Middel rumtemperatur:	17,691 °C	
U-værdi	0,1041 W/(m·K)	

Figur 8 Resultater af test nummer 2b

	73	73
Middel fremløbstemperatur	73,319 °C	73,380 °C
Middel returtemperatur	70,340 °C	70,519 °C
Afkøling	2,979 °C	2,861 °C
Middel vandtemperatur	71,829 °C	71,950 °C
Middel densitet	976,686 kg/m ³	976,618 kg/m ³
Middel varmekapacitet	4191,00 J/(kg·K)	4191,08 J/(kg·K)
Volumenflow	20,558 l/hr	20,558 l/hr
Masseflow	20,079 kg/hr	20,077 kg/hr
Middel effekttab	69,630 W	66,882 W
Middel vandtemperatur	71,889 °C	
Middel effekttab	136,511 W	5,595 W/m
Rørlængde	24,4 m	
Overflade 1:	19,779 °C	
Overflade 2:	20,606 °C	
Overflade 3:	21,053 °C	
Overflade 4:	20,179 °C	
Middel overfladetemperatur:	20,404 °C	
Middel rumtemperatur:	18,766 °C	
U-værdi	0,1053 W/(m·K)	

Figur 9 Resultater af test nummer 2c

	40	80
Middel fremløbstemperatur	40,849 °C	79,978 °C
Middel returtemperatur	41,083 °C	78,450 °C
Afkøling	-0,234 °C	1,528 °C
Middel vandtemperatur	40,966 °C	79,214 °C
Middel densitet	992,514 kg/m ³	972,340 kg/m ³
Middel varmekapacitet	4177,11 J/(kg·K)	4196,35 J/(kg·K)
Volumenflow	73,336 l/hr	73,442 l/hr
Masseflow	72,787 kg/hr	71,411 kg/hr
Middel effekttab	-19,766 W	127,174 W
Middel vandtemperatur	60,090 °C	
Totalt effekttab	107,407 W	4,402 W/m
Rørlængde	24,4 m	
Overflade 1:	19,689 °C	
Overflade 2:	22,740 °C	
Overflade 3:	20,867 °C	
Overflade 4:	21,562 °C	
Middel overfladetemperatur:	21,214 °C	
Middel rumtemperatur:	19,752 °C	
U-værdi	0,1091 W/(m·K)	

Figur 10 Resultater af test nummer 3

	30	80
Middel fremløbstemperatur	31,281 °C	80,859 °C
Middel returtemperatur	31,780 °C	79,181 °C
Afkøling	-0,499 °C	1,678 °C
Middel vandtemperatur	31,530 °C	80,020 °C
Middel densitet	997,076 kg/m ³	971,846 kg/m ³
Middel varmekapacitet	4175,02 J/(kg·K)	4196,98 J/(kg·K)
Volumenflow	73,639 l/hr	73,679 l/hr
Masseflow	73,423 kg/hr	71,605 kg/hr
Middel effekttab	-42,511 W	140,099 W
Middel vandtemperatur	55,775 °C	
Middel effekttab	97,588 W	3,999 W/m
Rørlængde	24,4 m	
Overflade 1:	18,555 °C	
Overflade 2:	21,594 °C	
Overflade 3:	19,869 °C	
Overflade 4:	20,561 °C	
Middel overfladetemperatur:	20,145 °C	
Middel rumtemperatur:	18,599 °C	
U-værdi	0,1076 W/(m·K)	

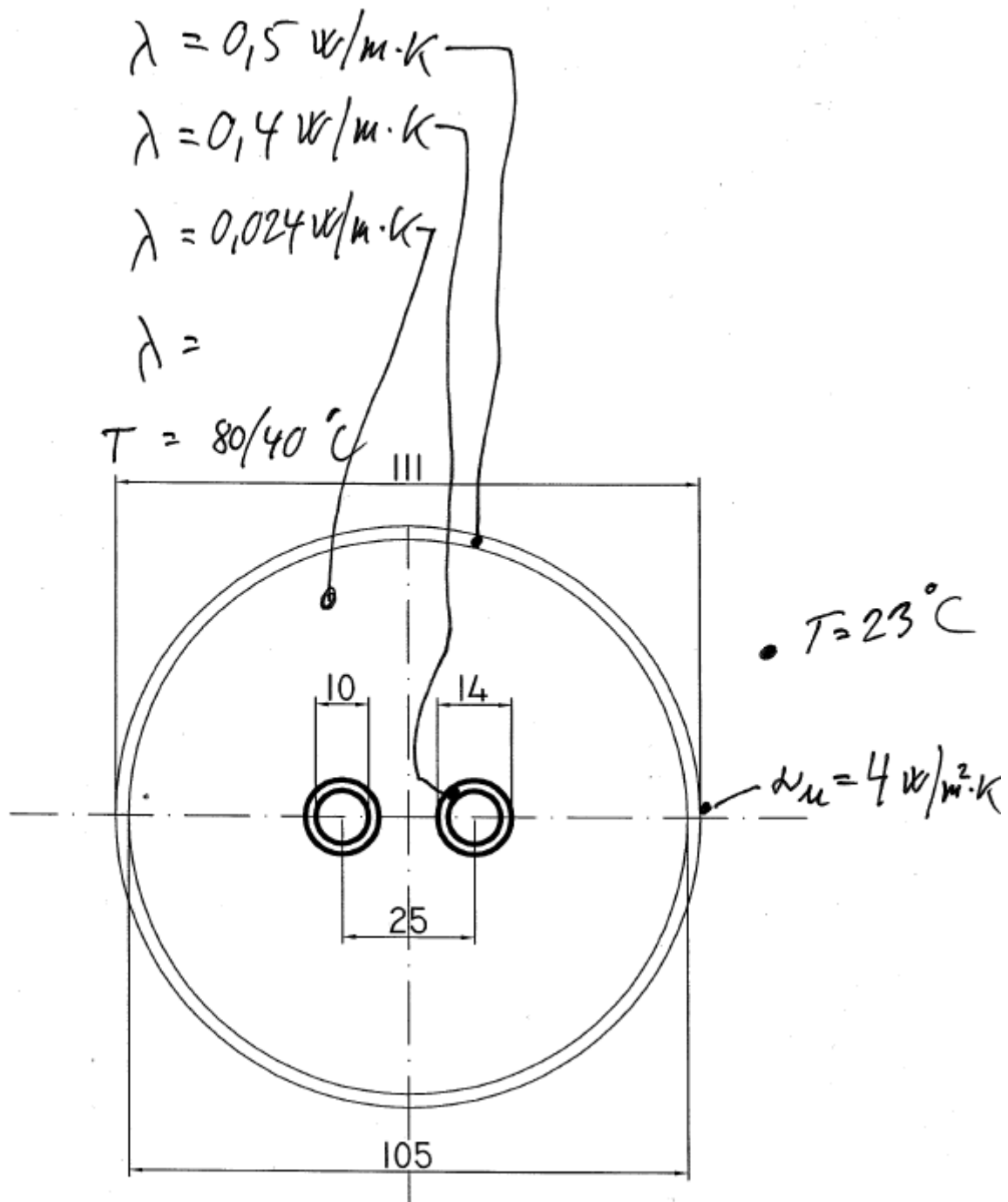
Figur 11 Resultater af test nummer 4

	25	50
Middel fremløbstemperatur	26,644 °C	50,581 °C
Middel returtemperatur	26,778 °C	49,918 °C
Afkøling	-0,134 °C	0,663 °C
Middel vandtemperatur	26,711 °C	50,249 °C
Middel densitet	999,438 kg/m ³	987,998 kg/m ³
Middel varmekapacitet	4174,25 J/(kg·K)	4180,03 J/(kg·K)
Middel volumenflow	96,551 l/hr	96,512 l/hr
Middel masseflow	96,496 kg/hr	95,354 kg/hr
Middel effekttab	-14,987 W	73,372 W
Middel vandtemperatur	38,480 °C	
Middel effekttab	58,386 W	2,393 W/m
Rørlængde	24,4 m	
Overflade 1:	15,735 °C	
Overflade 2:	17,762 °C	
Overflade 3:	16,744 °C	
Overflade 4:	16,887 °C	
Middel overfladetemperatur:	16,782 °C	
Middel rumtemperatur:	16,095 °C	
U-værdi	0,1069 W/(m·K)	

Figur 12 Resultater af test nummer 5

Analyse

På baggrund af varmetabsmålingerne er varmeledningsevnen, λ ("lambda"), beregnet for PUR-isoleringen i det pågældende twinrør, som funktion af temperaturen. Modsat enkeltrør er det ikke muligt at beregne λ analytisk for twinrør. Derfor er der opbygget en model af røret i Finite Element programmet COMSOL Multiphysics, som benyttes til at finde λ iterativt. En skitse med twinrørets dimensioner fremgår af figur 13.



Figur 13 Skitse af dimensionerne for twinrøret, som anvendt i modellen

Ud fra randbetingelser givet ved de faktisk målte resultater, figur 6-9 og forudsætninger angivet i det følgende ændres λ indtil det beregnede og målte varmetab stemmer overens:

- $\lambda =$ konstant uafhængig af temperaturen
- $T_{\text{frem}} = T_{\text{retur}}$
- Midlet $T_{\text{overflade}}$ i stedet for T_{rum} og varmevegangstal, α_o i beregningen af λ

C:\Documents and Settings\cnc\Skribord\EFP\1181648_Målinger af varmetab og bestemmelse af varmeledningstal for prototypefjernvarmerør i twinudførelse 14-14-110 mm.doc

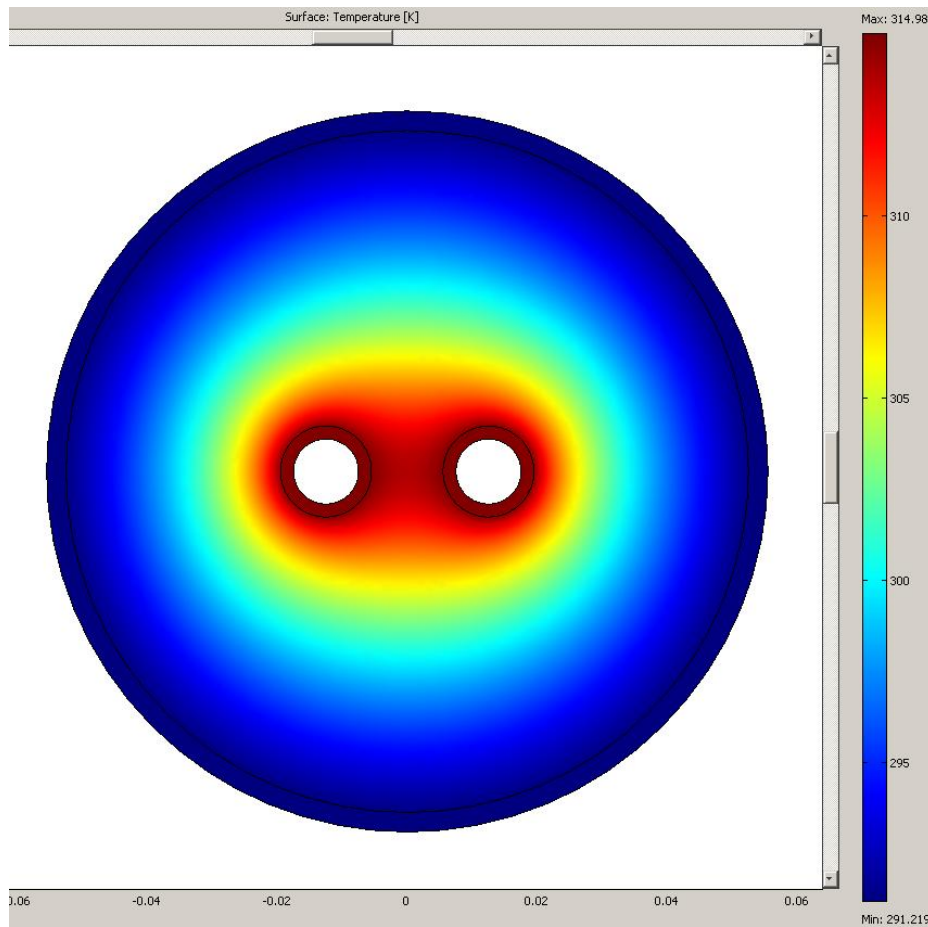
- Stopkriterium er $Q_{\text{beregnet}} = Q_{\text{målt}}$ [W/m]

λ er altså beregnet og antaget en fast værdi uafhængig af temperaturniveauet i isoleringen.

Test nummer 1: Beregning ved $T_{\text{rør}}$ lig 42 grader C

Resultat: En beregnet $Q = 2,44$ W/m giver en beregnet $\lambda_{\text{isolering}}$ på 0,0221 W/(m K)

I figur 14 ses et temperaturplot for det pågældende temperatursæt.



Figur 14 Temperaturplot for snit af twinrør. Temperaturen er angivet som Kelvin i temperaturskalaen til højre.

Test nummer 2a: Beregning ved $T_{\text{rør}}$ lig 62 grader C

Resultat: En beregnet $Q = 4,445$ W/m giver en beregnet $\lambda_{\text{isolering}}$ på 0,0229 W/(m K)

Testnummer 2b: Beregning ved $T_{\text{rør}}$ lig 67 grader C

Resultat: En beregnet $Q = 5,046 \text{ W/m}$ giver en beregnet $\lambda_{\text{isolering}}$ på $0,0231 \text{ W/(mK)}$

Test nummer 2c: Beregning ved $T_{\text{rør}}$ lig 73 grader C

Resultat: En beregnet $Q = 5,60 \text{ W/m}$ giver en beregnet $\lambda_{\text{isolering}}$ på $0,0234 \text{ W/(mK)}$

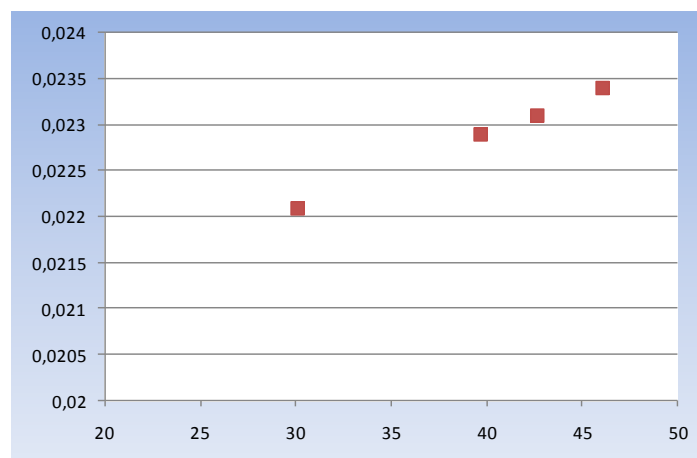
Oversigt over resultaterne

I tabellen herunder er resultatet vist for gennemsnittet af medietemperaturen i rørene og overfladetemperaturen på kappen.

Testnummer	$(T_{\text{rør}} + T_{\text{overflade}})/2 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\lambda_{\text{isolering}} \text{ [W/(mK)]}$
1	30,1	0,0221
2a	39,7	0,0229
2b	42,7	0,0231
2c	46.1	0,0234

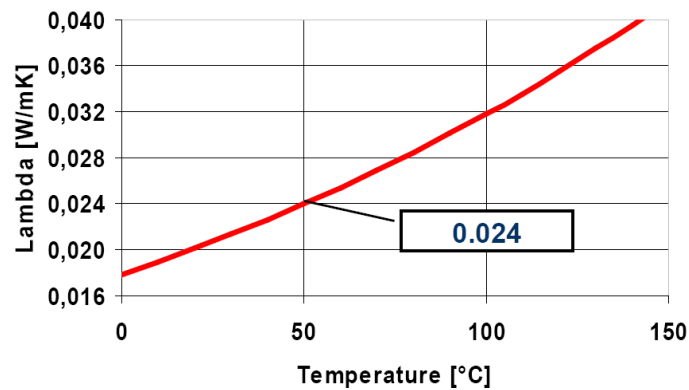
Figur 15 viser punkterne, der danner grundlag for udtrykket for λ som funktion af temperaturen:

$$\lambda_{\text{isolering}}(T) = 0,019673369 + 8,0747308\text{E-}05 \times T$$



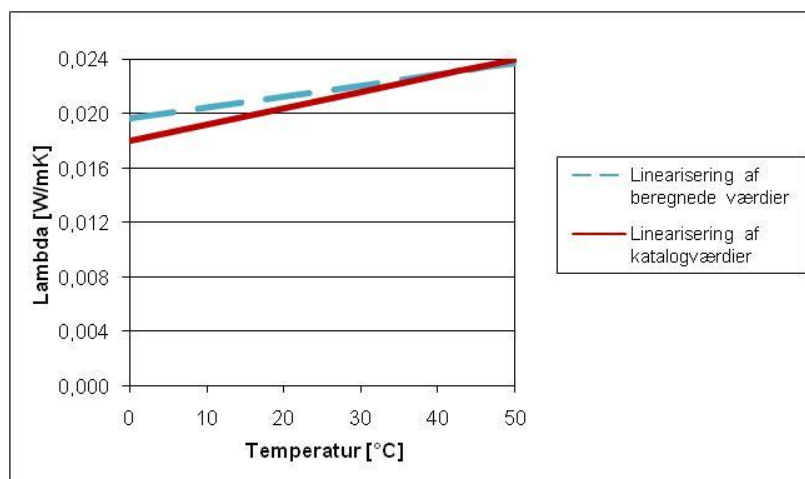
Figur 15 $\lambda_{\text{isolering}} \text{ [W/(mK)]}$ som funktion af temperaturen [°C] for det målte twinrør

Til sammenligning ses i figur 16 katalogværdier for sammenhængen mellem λ og temperaturen for LOGSTOR PUR Conti-foam.



Figur 16 λ som funktion af temperaturen for Logstor PUR Conti-foam

I figur 17 ses de lineariserede data for resultaterne i figur 15 og 16. Der er god overensstemmelse mellem de 2 udtryk i temperaturområdet fra 30-50°C, som er det område, hvor der er foretaget målinger af twinrøret og det fremgår at varmeledningstallet, λ , ligger mellem 0,022 og 0,024 W/(mK). Det stemmer fint overens med antagelserne i projektets beregninger af ledningsnet, hvor der anvendes et konstant varmeledningstal på 0,023 W/(mK) for de fleksible rør.



Figur 17 Varmeledningstallet lambda, som funktion af temperaturen

Appendiks 7: Sammenfatning af fokusgruppemøde

Sammenfatning af fokusgruppemøde		Udvikling og demonstration af lavenergifjernvarme til lavenergibyggeri	
Emne: Fokusgruppemøde			Side: 1
Sted: Energitjenesten, Bautavej, Århus V		Dato: 26.03.08	Kl.: 12.00
Deltagere:		Kopi til:	
Fokusgruppe Flemming Strange (FS) Lystrup Fjernvarme Poul Heltzen (PH) Viborg Fjernvarme Tom Diget (TD) - Bjarne Hunnerup (BH) Århus AffaldVarme Rie Øhlenschläger (RØ) AplusB, arkitekt Erik Andersen (EA) Vestforsyning Anders Skorstensgaard (AS) Boligselskabet Århus Omegn Projektgruppe: Svend Svendsen (SS) BYG-DTU Jan Eric Thorsen (JET) Danfoss Chr. Ting Larsen (CTL) LOGSTOR Bjarne K. Jepsen (BKJ)) - Peter Kaarup Olsen (PKO) COWI Jakob Worm (JW) Energitjenesten Karen Margrethe Høj (KMH) -		Mødedeltagerne samt projektgruppen Udarbejdet af/Dato: JW den 14/4 08 CNC den 27/2 09	
Næste møde			
Sted: Efteråret 2008		Dato:	Kl.:

Dagsorden:

- A) Velkomst og præsentation; Energitjenesten, JW
- B) Baggrund og formål med projekt; BYG-DTU, SS
- C) Varmeanlæg i lavenergibygning; BYG-DTU, SS
- D) Forslag til units; Danfoss, JET
- E) Anvendte rør og varmetab, LOGSTOR , BKJ
- F) Optimering af fjernvarmenet; COWI, PKO
- G) Debat
- H) Afrunding

Formålet med fokusgruppemødet var at få input fra en række fjernvarme- og boligbranchefolk til konkrete problemstillinger i forhold til projektets løsninger og forslag. Til dette havde projektgruppen forberedt en række spørgsmål (1-17) til fokusgruppen. Fokusgruppens besvarelser og egne spørgsmål er sat ind med *kursiv*. Oplæg, svar, kommentarer mv. fra projektgruppemedtagerne er sat ind med normal skrift. Inputtene er indarbejdet i projektet, hvor relevant.

B) Baggrund og formål med projekt

Oplæg: Formålet med projektet er at undersøge fjernvarmeløsninger til fremtidens byggeri. Vi i projektgruppen har som udgangspunkt at fjernvarme er den oplagte forsyningsløsning ud fra overordnede energi- og miljømæssige betragtninger. Formålet er således at finde frem til løsninger med rigtig økonomi både ud fra bruger, fjernvarmeværk og samfundsmæssige perspektiv.

1. Er det interessant, at forsyne lavenergibyggeri med fjernvarme eller er I helst fri jf. Lovens fritagelse af kollektiv forsyning til lavenergiklasse (LEK) 1 og 2 huse?

Ja, det er rigtig interessant. Kan vi lave fjernvarme til LEK 1 huse så er formålet nået.

2. Er bygherrer med lavenergiplaner opmærksom på mulighederne for at anvende fjernvarme?

Nej, sikkert ikke, men vi har endnu kun et lille erfaringsgrundlag.

3. Hvor stor er en typisk nyudstyknings (hhv. grund og hus-størrelse) i jeres område og hvordan planlægger I ledningsnet for fremtidige udvidelser?

Parcelhuse er typisk 170 m² i dag og grundene bliver mindre. Tæt-lav boliger er typisk 110 m²

4. Hvilke barrierer/fordele ser I for en sektionering af ledningsnet til områder med lavenergibyggeri?

Intet klart svar

Er det realistisk med returtemperaturer fra beholderen på 12-15 °C ved et så lavt fremløb som 50 °C?

Ved en mindre tank stiger retur temperaturen til 25 °C. Vi har i projektet en særlig løsning hvor vi kombinere restvarme fra tanken med gulvvarme hvilket sænker returtemperaturen til ca. 20 °C.

Det er vigtigt med ordentlig skift af luft ved for eksempel ventilation med varmegenvinding. Hvordan tænkes det sammen med de øvrige ideer om varmeforsyning?

Typehusfirmaer siger at gulvvarme i bad er et must. Luftvarme har nogle svagheder i forhold til gulvvarme i opholdsrum – f.eks. risiko for fodkulde.

Er gulvvarme en for høj meromkostning til et passivhus?

Er 40 kr/m² til gulvvarme for dyrt?

C) Varmeanlæg i lavenergibygning

Vil brugerne acceptere et ”koldt” gulv på 22 °C? Er det vane eller?

Det er et luksusproblem med ”for lave” overfladetemperaturer på trægulve i stue og værelser. Det vigtigste er at lufttemperaturen ved anklerne er tilpas. I badeværelser er det nødvendigt med 25 °C . Det er interessant, at ved et gulvvarmesystem med en temperatur på 22-23 °C bliver temperaturen selvregulerende. Gulvet vil ikke afgive varme hvis f.eks. solindstråling øger rumtemperaturen til 24 °C. Det giver en simpel mængdebegrænsning på flowet. En væsentlig forudsætning er at vi kan udjævne varmebehov til gulvvarme.

5. Er gulvvarme i beton stadig det primære varmfordelingsanlæg (100% gulvvarme)?

Ja.

Har man tænkt på at rør i beton skal skiftes efter 20-30 år erfaring alle rør kan blive utætte.

Ved disse lave temperaturer har pex-rør en meget lang levetid f.eks. 100 år

Er det ikke et vildspor at vi kun skal have gulvvarme. I passiv huse fordeles varmen via ventilationsluften. Skal denne mulighed ikke også tænkes ind i dette projekt?

6. Hvad er tendenserne/kundernes ønsker til:

- Rumtemperaturer: 20/22/24 °C
- Håndklædetørrere/tørrefaciliteter/sommergulvvarme i bad?

Ja der er generelt høje komfortkrav i dag.

- Supplerende varme til mekaniske ventilationsanlæg
- Brugsvandstemperatur (veksler): 40/45/50 °C
- Legionella ved veksler?

Det er ikke værkets ansvar at der står lommer med lunkent brugsvand i bygningernes rørsystemer hvor bakterierne kan udvikle sig. Der kan sagtens ske selv om temperaturen i tanken har været efter forskrifterne.

Der er brug for en passende portion sund fornuft. Hold god hygiejne i brusehoved. Tøm hele slangen for vand efter hver bad. Eller skyld ud. I projektet her ønsker vi at undgå legionella med en brugsvandsveksler og en temperatur på 42 °C og det bør også kunne lade sig gøre.

- Spabade

Ja det er pt. et stigende ønske. Vi skal være indstillet på at lade folk få mulighederne men de skal også betale. Måske bliver det som for et par årtier tilbage, hvor mange folk fik lavet sauna i deres huse. Det var sjovt et par gange i starten, men nu bruges saunaen sjældent og rummet bruges ofte nu kun til opbevaring.

Projektet bør overveje i hvor høj grad vi kan/skal diktere brugerne bestemte forhold.

D) Forslag til units

Oplæg: Løsningen med en primær beholder giver en øget sikkerhed i.f.t. legionella. En ren vekslerløsning kan også anvendes. Returtemperaturen skal jo være lav og dermed skal veksleroverfladen være 3-4 gange større end normalt.

Kan vi få brugsvandscirkulation?

Vi bør ikke have cirkulation. Vi kan minimere rørdimensionen. Det giver hurtigere tømning af slangen.

Det er et problem over 10 m rør. Arkitekter skal blive bedre til at samle installationer i huset. Andre løsninger er tænd-sluk ur på cirkulationspumpen eller styring med lyset. Det er et spørgsmål hvor meget brugsvandscirkulationen ødelægger lagdelingen i tanken?

7. Er det stadig acceptabelt at bruge et 60x60 cm skab til unitten i et moderne hus? Kan evt. en endnu større unit accepteres?

Vi skal stille krav til arkitekter og indbygningsmål. For snævre rammer bør ikke være en hæmsko for de rigtige tekniske løsninger.

8. Er der nogle barrierer ved at have en akkumuleringsbeholder med 100 el. 200 liter fjernvarmevand inde i husene?

Ikke ud over pladskrav.

Fjernvarmeværkerne bør gå sammen og sætte kravene. Vi er 12 værker der er ved at definere pladskrav til units som kommer til nybyggere via byggesagsbehandlerne. I Viborg arbejdes der også på fælles krav. Der er også et oplæg på vej fra Dansk Fjernvarme.

9. Kan I forestille jer individuelle supplerende varmekilder som fx solvarme/brugsvandvarmepumpe/elpatron i forbindelse med unitten?

Vær proaktivt med design så det er lige så smart (fancy) som køleskabe mv. F.eks. kunne der designes frontplader i forskellige farver. I Tyskland arbejdes der meget med designkoncepter Unitten bør måske have et elektronisk display.

Der skal være noget at vise frem, så brugerne kan være stolte af deres tekniske installationer. Tænk solvarme eller solceller ind i koncept.

10. Er kunderne/fjernvarmeværkerne klar til et skift til elektroniske komponenter/automatik, som vi kender det fra fx kondenserende gaskedler (og dels fra gulvvarmestyringer)?

Intet klart svar.

11. Vil fjernvarmeselskaberne kunne gå ind og overtage ejerskab/service af units i nye udstykninger?

Det ses enkelte steder i dag, så det er ikke ukendt.

Hvorfor ikke lægge brugsvandleddningen ovenpå gulvvarmeslanger.

De gamle AVTQ-ventiler har et dårligt ry

Der anvendes nye, bedre og mindre ventiler i dag.

Vi har mange maskiner, der afgiver varme - det skal tænkes sammen. Er der muligheder i at få varmeafgivende isenkram placeret rigtigt?

Der er behov for at vandnormen opdateres. Fjernvarmefolk skal give input og forsøge at påvirke en sådan opdatering.

Der bør være en bedre isolering af fjernvarmeunits.

E) Anvendte rør og varmetab

Oplæg: Ny $\phi 14$ med indvendig mål på 10 mm. Ved lav temperatur giver også lav lampdaværdi på 0,022 W/mK ved 35 °C. Ved diffusionsspærre bevares gasserne i rørets isolering, hvilket giver langt bedre levetid og dermed mindre varmetab i ledningsnettets driftsmæssige levetid. Et lavt varmetab er afgørende for at opnå en god økonomi for lavenergifjernvarmen.

12. Hvad er jeres erfaringer med lægning af dobbeltrør og hvad kan gøres bedre?

Vi tør ikke gå under $\phi 20$, i dag, men det kommer. Kappen bør ikke komme over 125 mm. Det er svært at få ind i huset. Det skal måske tilsluttes i soklen? Rør skal være 10 bar og alluflex/alupex er ok.

F) Optimering af fjernvarmenet

Oplæg: Projektet tager beregningsmæssigt udgangspunkt i 92 ens huse i udstykning i Ullerødbyen. Foreløbige resultater giver varmetab på ned til ca. 15% med lav fremløbstemperatur, og godt isolerede rør og små dimensioner. Temperatur kravene er 50 °C for enden af stik ved forbruger og ab værk 55 °C med optimal ledningsoptimering. Stik er alle $\phi 14$. Varmebehovene er i et valgt gennemsnits hus: Brugsvand: 2300 kWh/år, ca. 34 % af totalforbruget og Rumvarme: 4450 kWh/år, ca. 66 % totalt forbruget på 6750 kWh/år

Når vi forudsætter timeudjævning i rumvarmeforbruget bruges billedlig talt 1-2 ”kopper” fjernvarmevand pr. minut. Max flow 1,3 l/min.

14. Er det relevant at undersøge ”hus til hus”-stik ?

Nej. Rør under rækkehuse laves i dag om pga. utætheder. Vi skal heller ikke have stik på bagsiden af huset. Stik bør føres ind på vejsiden af bygningen.

15. Hvilke parametre skal vises i en økonomioversigt?

Bruger, selskabs og samfundsøkonomi.

16. Vil værkerne ændre tarif for at få lavenergibyggeri med og hvordan skal det evt. gøres?

Intet klart svar.

17. Er der andre planlægningsmæssige måder, at få lavenergiområder udlagt til fjernvarme fx tilslutning betalt som del af grundprisen?

Intet klart svar.

Hvis du skal kunne holde de 50 °C. Så kan der vel ikke undgås omløb. Der er en forskel i forhold til den virkelige verden hvor forbrug er sværere at styre!

Økonomi: de 3 senarier giver priser mellem 74.880 til 81.000 kr.

I løbet af de næste måneder regnes samfundsøkonomi og følsomheds beregninger.

Ved rækkehuse kan man projekttere fælles teknikrum med de fordele det giver.

G) Debat

Projektet skal også finde løsninger på LEK 0 huse samt passivhuse. Problematikken med luftopvarmning i stedet for gulvvarme bør også behandles. Gode løsninger er tæt på med LEK2 i 2010 og senest LEK 1 i 2015 og måske allerede i 2012. LEK 1 huse planlagt i Århus som måske kan kobles med dette projekt.

Vi ønsker samarbejde og gode løsninger. Fjernvarme som system skal fremhæves med de CO₂ begrænsende muligheder fjernvarme giver mulighed for.

Der kan hurtigt laves 10-20 unites som kan testes i 4. kvartal 08 eller 1. kvartal 09..

Forsøgsanlæg i 2009 vil være energipolitiks vigtigt. Derefter bør der ses på renoveringsløsninger.

Kan vi gøre noget for optimering af den høje anlægsinvestering?

Ø 32 er den største aluflex kan godt bruges som gadeledning. Den er billigere i indkøb samt givetvis også billigere med jordarbejdet.

Når der regnes økonomi på alternativerne i projektet kunne der så også laves sammenlignende beregninger med jordvarme, solceller mv.?

H) Afrunding

Der var enighed om at det ville være interessant at mødet igen i gruppen når der er nye resultater i projektet, f.eks. til efteråret.